

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

## **Konstrukční návrh ohýbačky pásových brzd**

### **The Design of Band Brake Bending Machine**

Student: Vojtěch Matyášek

Osobní číslo: MAT0379

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.

Ostrava 2020

## Zadání bakalářské práce

Student: **Vojtěch Matyášek**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení  
Specializace: 21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení  
Téma: **Konstrukční návrh ohýbačky pásových brzd**  
**The Design of Band Brake Bending Machine**  
Jazyk vypracování: čeština

### Zásady pro vypracování:

Navrhnete konstrukci automatické ohýbačky, která bude sloužit k výrobě koncových ok pásových brzd typu Zetor 7011 2926 a 3711 2901. Polotovarem bude laserem pálený pás o tloušťce 2 mm. Minimální požadovaná výroba je 30 kusů za hodinu. Součástí návrhu bude i zásobník zajišťující dvouhodinový provoz. Proveďte zhodnocení dosavadní výroby těchto dílů. Navrhnete variantní řešení a pro optimální variantu zpracujte kompletní 3D návrh. Proveďte návrhové a kontrolní výpočty kritických uzlů. Po dohodě s vedoucím práce zpracujte výkresovou dokumentaci.

### Seznam doporučené odborné literatury:

KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonu strojů*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1860-3  
DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů. Návrh. Výpočet. Konstrukce*. Montanex a. s. Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3  
MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočet a konstrukce strojních dílů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0878-1  
NĚMČEK, M.: *Řešené příklady ČaMS Spoje*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020

doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.  
vedoucí katedry



prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 18. května 2020.

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Kobes', is written above a horizontal dotted line.

Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou\*) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- беру на вѣдомі, że Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou\*) práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské\*) práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- беру на вѣдомі, že podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato bakalářská\*) práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 18. května 2020.



Podpis studenta

## ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

MATYÁŠEK, V. *Konstrukční návrh ohýbačky pásových brzd*: bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2020, 60 s. Vedoucí práce: Kubín, T.

Bakalářská práce se zabývá návrhem automatické ohýbačky koncových ok pásových brzd. Jedná se o jednoúčelové zařízení, které má pracovat bez zásahu člověka. Práce hodnotí současný stav, na základě kterého je proveden samotný návrh stroje. Konstrukční řešení je členěno do tří částí, s popisem principu činnosti a výpočetní kontrolou vybraných částí. U vybraných celků je zpracována výkresová dokumentace. Všechny vstupní požadavky na parametry stroje jsou splněny.

## ANNOTATION OF MASTER THESIS

MATYÁŠEK, V. *The Design of Band Brake Bending Machine*: Bachelor Thesis. Ostrava: VŠB – Technical university of Ostrava, Faculty of Engineering, Department of Production Machines and Design, 2017, 60 pg. Thesis head: Kubín, T.

The bachelor's thesis deals with the design of the automatic bending machine for the end loop of band brakes. It is a single-purpose device that should work without human intervention. The work evaluates the current state, based on which the design of the machine itself is performed. The design solution is divided into three parts, with a description of the principle of operation and numerical verification of selected parts. Drawing documentation is processed for selected parts. All input requirements for machine parameters are met.

## Obsah

Seznam použitých symbolů .....	7
Úvod .....	10
1 Zhodnocení současného stavu .....	11
1.1 Postup výroby .....	12
1.2 Postup ohýbání .....	13
1.3 Zjištění parametrů .....	15
2 Podrobnější specifikace požadavků na konstrukční návrh .....	20
2.1 Varianty řešení .....	21
3 Vlastní konstrukční řešení .....	24
3.1 Funkce stroje .....	25
3.2 Ohybový mechanismus .....	27
3.3 Podavač .....	29
3.4 Vyhazovač .....	30
3.5 Rám .....	31
4 Kontrolní a návrhové výpočty .....	33
4.1 Pevnostní výpočty .....	33
4.2 Návrh komponent .....	38
4.2.1 Volba ložisek ohybového hřídele .....	38
4.2.2 Ložiska podavače .....	39
4.2.3 Volba pohonu ohybového mechanismu .....	43
4.2.4 Volba spojky .....	44
4.2.5 Pohon podavače .....	45
Časový průběh provozu stroje .....	46
4.3 MKP analýzy .....	49
4.3.1 MKP analýza vozíku .....	49
4.3.2 MKP analýza vozíku .....	52
4.3.3 MKP analýza rámu .....	54
5 Závěr .....	58
6 Seznam použité literatury .....	59
7 Seznam přílohy .....	60

## Seznam použitých symbolů

Symbol	Název	Jednotka
$a$	Délka hrany šestihranu	[mm]
$A_x$	Vodorovná reakce zachycená ložiskem A podavače	[N]
$A_y$	Svislá reakce zachycená ložiskem A podavače	[N]
$b$	Šířka pera	[mm]
$B_y$	Svislá reakce zachycená ložiskem B podavače	[N]
$C_y$	Reakce zachycená rámem	[N]
$d_{ko}$	Průměr spojkového čepu hřídele	[mm]
$d_{lo}$	Průměr hřídele nesoucí ložiska ohybového mechanismu	[mm]
$D_{\xi}$	Vepsaný průměr šestihranu	[mm]
$D_x$	Vodorovná reakce zachycená podavačem	[N]
$D_x$	Vodorovná reakce zachycená podavačem	[N]
$D_y$	Svislá reakce zachycená podavačem	[N]
$d_{zo}$	Průměr vnitřního závitu	[mm]
$F_a$	Síla na šroub aktuátoru	[N]
$F_{ad}$	Maximální síla na šroub	[N]
$F_o$	Zatěžující síla na ohybovém válečku	[N]
$F_{om}$	Ohybová síla pro malé oko	[N]
$F_{ov}$	Ohybová síla pro velké oko	[N]
$g$	Gravitační zrychlení	[m/s <sup>2</sup> ]
$k$	Minimální konstrukční bezpečnost	[-]
$k_l$	Konstrukční bezpečnost ložiskového čepu	[-]
$k_s$	Konstrukční bezpečnost spojkového čepu	[-]
$k_{\xi}$	Konstrukční bezpečnost šestihranu	[-]
$L_{10}$	Základní trvanlivost ložisek	[ot]
$l_a$	Dráha pohybu šroubu	[mm]
$l_{o1}$	Rozměr ohybového hřídele	[mm]
$l_{o2}$	Rozměr ohybového hřídele	[mm]
$l_{o3}$	Rozměr ohybového hřídele	[mm]
$l_p$	Délka páky přípravku	[mm]
$l_p$	Délka pera	[mm]
$l_{p1}$	Rozměry středícího dorazu	[mm]
$l_{p2}$	Rozměry středícího dorazu	[mm]

$l_{p3}$	Rozměry středícího dorazu	[mm]
$l_{p4}$	Rozměry středícího dorazu	[mm]
$l_{p5}$	Rozměry středícího dorazu	[mm]
$l_{\xi}$	Délka šestihranu	[mm]
$m_i$	Naměřená hodnota	[kg]
$Mk'_{om}$	Ohybový krouticí moment pro malé oko	[Nm]
$Mk'_{ov}$	Ohybový krouticí moment pro velké oko	[Nm]
$Mk_o$	Ohybový krouticí moment	[Nm]
$m_m$	Hmotnost potřebná pro ohnutí malého oka	[kg]
$M_{Ol}$	Ohybový moment ložiskového čepu	[Nm]
$M_{O\delta}$	Ohybový moment ložiskového čepu	[Nm]
$m_v$	Hmotnost potřebná pro ohnutí velkého oka	[kg]
$\overline{m_v}$	Výběrový průměr	[kg]
$m_{vp}$	Hmotnost velkého pásu	[kg]
$m_z$	Maximální hmotnost zásobníku	[kg]
$M_{zy}$	Složka tíhové síly působící na dno zásobníku	[N]
$n$	Počet měření	[-]
$n_p$	Otáčky převodovky	[ot/min]
$n_{\xi}$	Počet ploch	[-]
$n_z$	Kapacita zásobníku	[ks]
$p$	Mocnitel pro kuličková ložiska	[-]
$P_0$	Ekvivalentní statické zatížení	[N]
$P_{dp}$	Dovolený tlak pro ocelový náboj	[MPa]
$P_{D\delta}$	Dovolený tlak	[MPa]
$p_o$	Tlak v peru	[MPa]
$p_s$	Produktivita stroje	[ks/min]
$r_a$	Poloměr uchycení pohonu	[mm]
$R_A$	Reakce v ložisku A ohybového hřídele	[N]
$R_B$	Reakce v ložisku B ohybového hřídele	[N]
$r_o$	Rameno ohybového válečku	[mm]
$r_p$	Poloměr ložné plochy podavače	[mm]
$S_0$	Koeficient bezpečnosti při statickém zatížení	[-]
$S_{mv}$	Výběrová směrodatná odchylka	[kg]
$S_{(\overline{mv})}$	Směrodatná odchylka dílčích aritmetických průměrů	[kg]
$t$	Hloubka pera v hřídeli	[mm]



$t_l$	Hloubka pera v náboji	[mm]
$t_o$	Čas chodu ohybového mechanismu	[s]
$t_p$	Čas chodu lineárního aktuátoru	[s]
$v_a$	Rychlost pohybu šroubu	mm/s
$W_{kl}$	Průřezový modul v krutu ložiskového čepu	[mm <sup>3</sup> ]
$W_{ks}$	Průřezový modul v krutu	[mm <sup>3</sup> ]
$W_{kš}$	Průřezový modul v krutu	[mm <sup>3</sup> ]
$W_{Ol}$	Průřezový modul v ohybu ložiskového čepu	[mm <sup>3</sup> ]
$W_{Oš}$	Průřezový modul v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
$X_o$	Koeficient radiálního zatížení	[-]
$Y_o$	Koeficient axiálního zatížení	[-]
$z$	Koeficient rozšíření pro studentovo rozdělení	[-]
$\alpha$	Otočení hřídele	[ot]
$\Delta F_o$	Rozdíl ohybových sil	[N]
$\sigma_{Ol}$	Napětí v krutu ložiskového čepu	[MPa]
$\sigma_{Oš}$	Napětí v krutu šestihranu	[MPa]
$\sigma_{redl}$	Redukované napětí ložiskového čepu	[MPa]
$\sigma_{redš}$	Redukované napětí šestihranu	[MPa]
$\tau_{kl}$	Napětí v krutu ložiskového čepu	[MPa]
$\tau_{ks}$	Napětí v krutu ložiskového čepu	[MPa]
$\tau_{kš}$	Napětí v krutu šestihranu	[MPa]
$\varphi$	Součinitel vůle	[-]
$\varepsilon$	Náhodná chyba	[kg]

## Úvod

Většina strojů a zařízení, které vykonávají nějaký pohyb, ať už vlastním pohonem nebo za působení vnějších sil, vyžaduje kontrolované brždění tohoto pohybu. K tomuto účelu slouží celá řada brzd různých konstrukcí. Jedním z nejčastějších druhů jsou třecí brzdy, kde k zastavení pohybu slouží tření vznikající mezi dvěma stykovými plochami. Na tyto plochy se obvykle používá obklad z otěruvzdorného materiálu, aby se snížilo opotřebení těchto ploch a zvýšil se součinitel tření a tím se zvýšila celková účinnost zařízení. Přes použití těchto materiálů dochází po určité době ke kritickému opotřebení a k nutnosti tyto plochy nahradit. Ve většině případů, například u automobilů, je nejjednodušší použití originálních dílů přímo od původního výrobce. Mnohdy ale není tato cesta možná, pokud již výrobce díly nevyrábí nebo se jedná o specializované zařízení, kterého vzniklo jen několik kusů. V takových případech se revitalizací nebo kusovou až malosériovou výrobou náhradních dílů zabývají specializované firmy. Jedním z příkladů takto malosériově vyráběných brzd jsou pásové brzdy Zetor 7011 2926 a 3711 2901 používané jako ruční brzdy traktorů Zetor. Výrobou těchto brzd se zabývá firma S-PRASEK s. r. o., od které vzešel požadavek na konstrukci stroje pro tuto výrobu.

Konstrukce tohoto stroje bude náplní mé bakalářské práce. Jedná se o zařízení určené k ohýbání koncových ok brzd Zetor 7011 2926 a 3711 2901. Cílem práce bude zhodnotit současný stav výroby, navrhnout varianty řešení daného problému, vybrat nejvhodnější řešení a zpracovat návrh konstrukce s ověřením správnosti výpočty.

## 1 Zhodnocení současného stavu

Pásová brzda je druh brzdy skládající se z pásu s třecím materiálem a ocelového nebo litinového bubnu. Pás bubnu obepíná a při jeho dotlačení vzniká tření, které bubnu brzdí. Tento typ brzdy se používá především u větších stojatých zařízení, jako jsou jeřáby a navijáky. Můžeme jej ale také nalézt u traktorů Zetor a dalších starších motorových vozidel.[1]

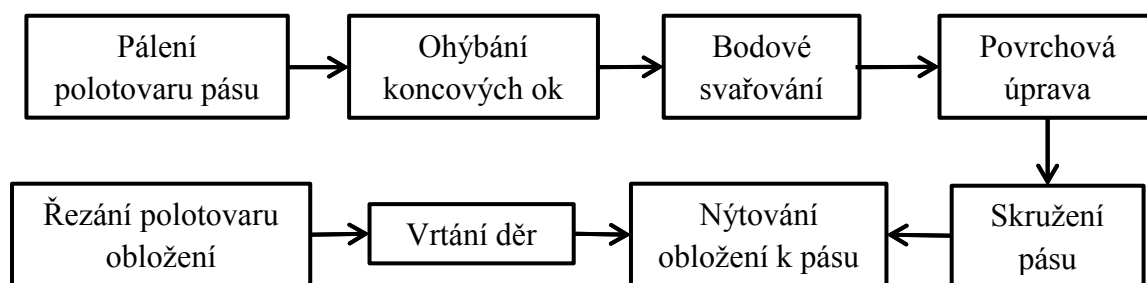
V této práci se právě zabývám strojem pro výrobu pásových brzd Zetor 7011 2926 a 3711 2901, které slouží jako parkovací brzda. Typ Zetor 7011 2926, dále označovaný jako „velký pás“, se používá jako náhradní díl u traktorů typu Zetor UŘ I, M92, M97 – Super. Pásová brzda s označením Zetor 3711 2901 se používá u traktorů Zetor 4911 a 5011. Dále ji budu označovat jako „malý pás“.



Obr. 1.1 – Velký pás [2]

## 1.1 Postup výroby

Výrobní proces pásové brzdy začíná přípravou polotovaru. Jedná se o laserem pálený pás z 2 mm plechu z materiálu 11 523. Dále následuje ohýbání koncových ok. Tuto operaci má zastávat mnou navrhovaný stroj. Po ohnutí se oka přivaří pěti bodovými svary. Dále se pás označí logem výrobce a jde na povrchovou úpravu, kterou je galvanické (žluté) zinkování. Poslední operací na samotné kovové části je skružení na požadovaný poloměr. Mezitím probíhá příprava třetího obložení. Materiál pro něj je dodáván v několikametrových pásech o daném průřezu. Obložení je nařezáno na potřebnou délku a jsou do něj za pomoci vrtacího přípravku vyvrtány a zahloubeny díry. Posledním krokem je spojení kovového pásu a obložení. To je realizováno trubkovými nýty o průměru 5mm. Pořadí operací zobrazuje obrázek Obr. 1.2.



Obr. 1.2 – Schéma operací výroby

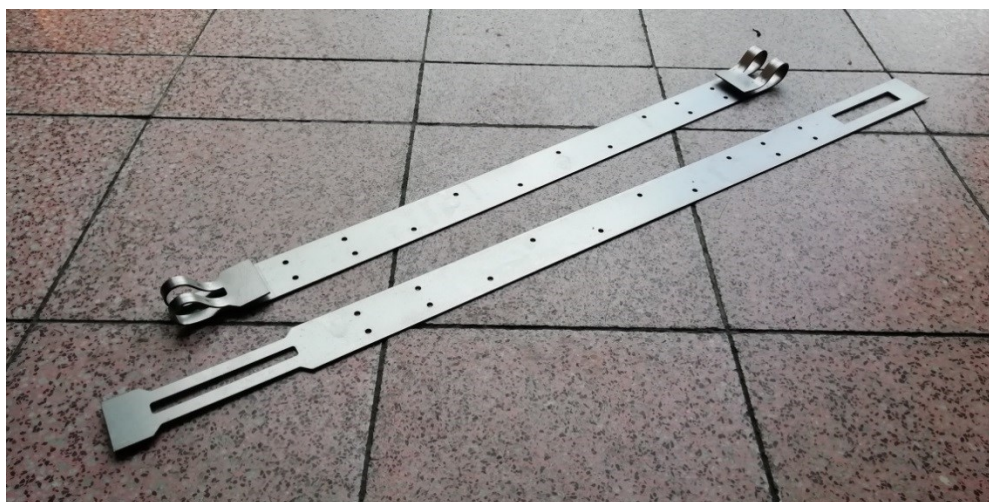
Poptávka po produktech není stálá a v průběhu roku se mění. Největší odběr nastává v průběhu zimy a na jaře. To vyplývá především z přípravy zemědělské techniky na sezónu a s tím spojené opravy. V tomto období probíhá největší část výroby. Roční produkce se pohybuje okolo 18000 kusů z toho 10000 velké a 8000 malé pásy. Výroba je realizována většinou po 1000 kusové sérii.

Polotovary pro oba pásy jsou tvarově téměř identické. Jediný rozdíl je v délce pásů a počtu děr pro nýty. Velký pás je dlouhý 1070 mm a má 18 děr, malý 962 mm a 14 děr. Podrobné rozměry jsou na výkresech MAT0379-V901 a MAT0379-V902.

## 1.2 Postup ohýbání

V současné době je výroba realizována lidskou silou pomocí ohýbacího přípravku. V průběhu operace dochází k ohýbání konců vstupního polotovaru. Výsledkem je meziprodukt s vytvořenými koncovými oky (Obr. 1.3). Postup výroby je následující:

- Pracovník založí pás do přípravku (Obr. 1.4). Při vkládání musí dbát na orientaci, protože každé z ok má jinou velikost. Také pozice vypálených děr pro nýty je důležitá, aby otvory následně korespondovaly s dírami v obložení.
- Po vložení a kontrole orientace následuje vystředění polotovaru a zajištění pozice posuvným dorazem, který brání posunutí pásu během celého procesu ohýbání.
- Samotné ohýbání realizuje pracovník otáčivým pohybem pák na koncích přípravku. Po ohnutí následuje vrácení pák do výchozí polohy a odjištění pásu zasunutím dorazu.
- Nyní můžeme vyjmout již hotový pás a celý postup opakovat. Standartní produkce zaškoleného pracovníka se pohybuje okolo 100 ks za hodinu.



Obr. 1.3 – Malý pás před a po ohnutí

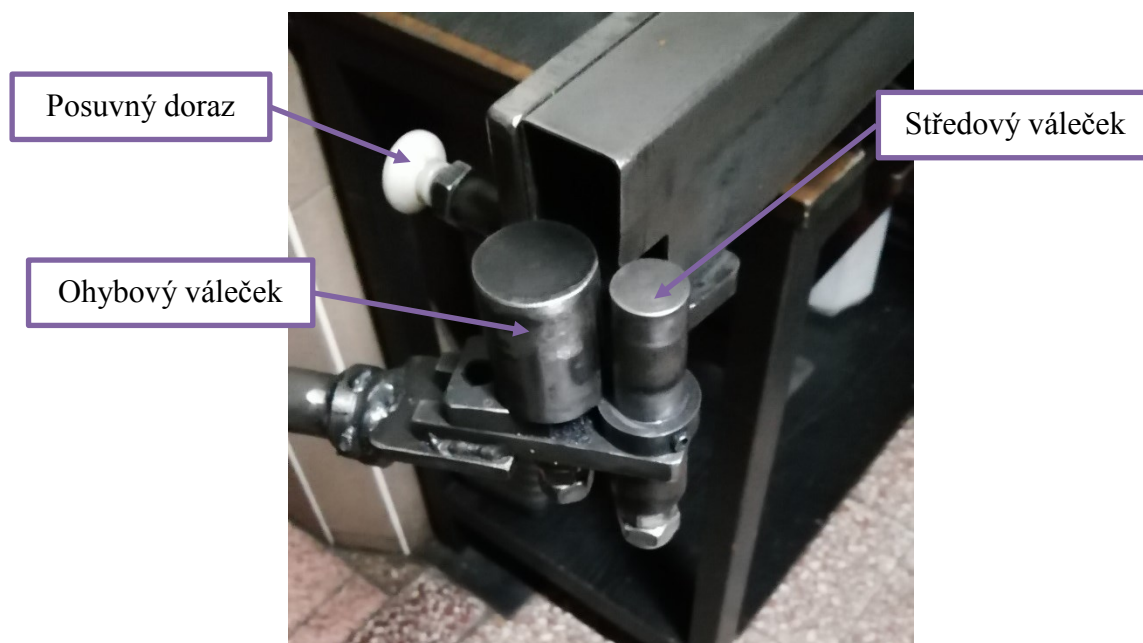
### Popis přípravku

Hlavní tělo přípravku tvoří čtyřhranný dutý profil, který zajišťuje upnutí celého přípravku do svěráku a oporu ohýbanému pásu po dobu operace (Obr. 1.4). Na koncích těla jsou umístěny ohybové mechanismy skládající se ze dvou válečků (Obr. 1.5), kde jeden středový je pevně uchycený k rámu a druhý váleček jej obíhá. Pohyblivý váleček je připojen k tyčovým pákám. Obsluha působí silou na konce pák a jejich pohybem je realizován pohyb válečků a tím samotné ohýbání polotovaru. Pozici pásu vymezuje posuvný doraz, který se vysunuje z těla

přípravku kolmo na pás a zapadá do výřezu v něm. K přitlačení polotovaru na doraz během ohýbání je využito skutečnosti, že jedno oko vyžaduje ke svému ohnutí větší sílu vzhledem k většímu průřezu pásu. Z toho vyplývá i větší tažná síla, která je dostačující, aby zabránila jakémukoliv pohybu. Přípravek je rozměrově přizpůsobený jen pro jednu délku výrobku. Z toho důvodu jsou přípravky dva, stejné konstrukce lišící se jen svojí délkou.



**Obr. 1.4 – Přípravek pro malé pásy**



**Obr. 1.5 – Detail ohybového mechanismu přípravku**

## Výhody a nevýhody současného stavu

Hlavní výhodou výroby pomocí tohoto přípravku je jednoduchost celého procesu. Nejsou vyžadovány žádné odborné znalosti nebo schopnosti a proto může práci vykonávat kdokoli po krátkém zaškolení. Dále zde můžeme zařadit také malé rozměry a tedy celkovou nenáročnost na prostor během doby nepoužívání. A také téměř nulové náklady na provoz a údržbu, pokud nepočítáme mzdu pracovníka.

Největší nevýhodou tohoto řešení je fyzická náročnost. Během ohýbání musí pracovník vyvinout značnou sílu. Z tohoto důvodu není vykonávání tohoto úkonu vhodné pro ženy, které mají zákonem stanovený přípustný hygienický limit pro hmotnost ručně manipulovaného břemene 15 kg (podle § 29 odst. 4 nařízení vlády č. 361/2007 Sb., o manipulaci s břemenem). Jedná se navíc o práci cyklickou, jejíž vykonávání po celou směnu je fyzicky náročné i pro zdatnější jedince. Z toho je zřejmé, že takto je možno realizovat výrobu jen v kusové výrobě a menších sériích. Ohýbání na přípravku není moc přesné, protože konce ok mají při ohýbání tendenci uhýbat do stran. Tato nepřesnost je způsobena především vůlí v otočném uložení pák v kombinaci s lidským faktorem, kdy pracovník nepůsobí silou kolmo na páky. Po ohnutí každého pásu jej musí pracovník zkontrolovat a srovnat. V případě velkého vyosení vzniká neopravitelný zmetek.

Při navrhování stroje se budu snažit těmto nedostatkům předejít.

### 1.3 Zjištění parametrů

Při návrhu stroje budou rozměry stroje vycházet z rozměrů polotovaru a hotového meziprojektu. Ze silových a výkonnostních parametrů je největší neznámou síla potřebná pro ohnutí jednotlivých ok. Abych tuto sílu zjistil, provedl jsem experimentální měření na přípravku, který se používá při výrobě.

#### Popis měření

Na konec páky přípravku jsem přivařil oko, za které se zavěsila závěsná váha TS-CR s nosností 100 kg a přesností 50 g [3]. Přes tento měřicí element jsem na páku vyvíjel sílu stejně jako pracovník při výrobě, tedy působením lidské síly. Abych zlepšil kontrolu nad kolmostí působící síly na páku, vložil jsem mezi oko a měřicí část prodloužení z ocelového lanka. Provedl jsem celkem deset měření síly vyvinuté při ohýbání na obou stranách přípravku. Naměřené hodnoty jsem zapsal do tabulky a následně statisticky zpracoval (Tab. 1) a (Tab. 2). Délka páky a tedy rameno působící síly bylo  $l_p = 435$  mm na obou stranách. Průběh měření je zachycen na obrázku Obr. 1.6.





**Obr. 1.6 – Průběh měření**

### **Výpočet statistického zpracování**

Výpočty statistického zpracování jsem provedl v programu MS Excel. V tabulce Tab. 1 a Tab. 2 jsou zaznamenány postupy výpočtu.

### **Výsledek měření velkého oka**

**Tab. 1 – Naměřené hodnoty pro velké oko a jejich statistické zpracování**

Síla pro velké oko [kg]			
	n	$m_i$	$(m_i - \overline{m_v})^2$
	1	19,35	4,44
	2	23,45	3,97
	3	20,3	1,34
	4	21,9	0,20
	5	21,55	0,01
	6	20,6	0,73
	7	23,25	3,21
	8	20,16	1,68
	9	22,31	0,73
	10	21,7	0,06
	$\Sigma$	214,57	16,37



Výběrový průměr: $\overline{m}_v = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n m_i$	21,46
Výběrová směrodatná odchylka: $S_{mv} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (m_i - \overline{m}_v)^2}{n - 1}}$	1,35
Směrodatná odchylka rozptylu dílčích aritmetických průměrů: $S_{(\overline{mv})} = \frac{S_{mv}}{\sqrt{n}}$	0,43
Náhodná chyba: $\varepsilon_v = z \cdot S_{(\overline{mv})}$	0,97

$$m_v = \overline{m}_v \pm \varepsilon_v \quad (1.1)$$

$$m_v = 21,46 \pm 0,97 \text{ kg}$$

Kde:

$m_v$  Hmotnost potřebná pro ohnutí velkého oka [kg]

$n$  Počet měření [-]

$m_i$  Naměřená hodnota [kg]

$z$  Koeficient rozšíření pro studentovo rozdělení [-]  
při pravděpodobnosti pokrytí 95%;  $z = 2,26$

### Výsledek měření malého oka

Tab. 2 – Naměřené hodnoty pro malé oko a jejich statistické zpracování

Síla pro malé oko [kg]			
	n	$m_i$	$(m_i - \overline{m}_v)^2$
	1	13,1	0,73
	2	11,05	1,44
	3	11,5	0,56
	4	14,95	7,30
	5	10,2	4,19
	6	12,55	0,09
	7	11,95	0,09
	8	12,7	0,20
	9	13,25	1,00
	10	11,23	1,04
	$\Sigma$	122,48	16,64

Výběrový průměr: $\overline{m}_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n m_i$	12,25
Výběrová směrodatná odchylka: $S_{mm} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (m_i - \overline{m}_v)^2}{n-1}}$	1,36
Směrodatná odchylka rozptylu dílčích aritmetických průměrů: $S_{(mm)} = \frac{S_{mv}}{\sqrt{n}}$	0,43
Náhodná chyba: $\varepsilon_m = z \cdot S_{(mm)}$	0,97

$$m_m = \overline{m}_m \pm \varepsilon_v \quad (1.2)$$

$$m_m = 12,25 \pm 0,97 \text{ kg}$$

Kde:

$m_m$  Hmotnost potřebná pro ohnutí malého oka [kg]

Průběh experimentu a tím i jeho výsledek je zatížen výrazným zkreslením. Velikost rozptylu naměřených hodnot je dána především stylem vývoje působící síly, kdy je obtížné určit okamžik ukončení ohýbání a zastavit narůstání síly. Z tohoto důvodu je naměřená síla vždy o něco větší než nejnižší potřebná síla. Díky tomu můžeme výsledky měření použít, jelikož případná chyba způsobí pouze předimenzování odvozených parametrů.

Původně jsem plánoval měření opakovat a provést exaktnějším způsobem, bohužel vzhledem ke koronavirové situaci to již nebylo možné.

## Interpretace výsledků

Jednotkou měřených veličin byl kilogram. Pro další práci převedu hodnoty na silové veličiny.

### Ohybová síla:

$$F_{ov} = m_v \cdot g = 21,46 \cdot 9,81 = 210,5 \text{ N} \quad (1.3)$$

$$F_{om} = m_m \cdot g = 12,25 \cdot 9,81 = 120,2 \text{ N} \quad (1.4)$$

Kde:

$F_{ov}$  Ohybová síla pro velké oko [N]

$F_{om}$  Ohybová síla pro malé oko [N]

### Ohybový krouticí moment:

$$Mk'_{ov} = F_{ov} \cdot l_p = 210,5 \cdot 0,435 = \mathbf{91,6 \text{ Nm}} \quad (1.5)$$

$$Mk'_{om} = F_{om} \cdot l_p = 120,2 \cdot 0,435 = \mathbf{52,3 \text{ Nm}} \quad (1.6)$$

Z bezpečnostních důvodů, abych zajistil bezproblémové ohnutí, navýším krouticí moment o 20%.

$$Mk_o = 1,25 \cdot Mk'_{ov} = 1,2 \cdot 91,6 \cong \mathbf{110 \text{ Nm}} \quad (1.7)$$

Kde:

$l_p$  délka páky přípravku [mm]

$$l_p = 435 \text{ mm}$$

$Mk'_{ov}$  ohybový krouticí moment pro velké oko [Nm]

$Mk'_{om}$  ohybový krouticí moment pro malé oko [Nm]

$Mk_o$  ohybový krouticí moment [Nm]

## 2 Podrobnější specifikace požadavků na konstrukční návrh

Jak vyplývá ze zadání, mám navrhnout automatické zařízení k ohýbání koncových ok pásových brzd typu Zetor. Celý tento proces musí proběhnout bez zásahu člověka, tedy s výjimkou naplnění zásobníku a odebrání již hotových kusů. Při návrhu konstrukce musím zohlednit různé rozměry stanovených produktů a přizpůsobit tomu stavbu stroje, aby bylo možné po vykonání několika jednoduchých úkonů změnit výrobu. Předpokládá se změna typu výroby v průměru jednou týdně. Navržený mechanismus by tedy tomu měl odpovídat svojí složitostí a délkou prováděné změny.

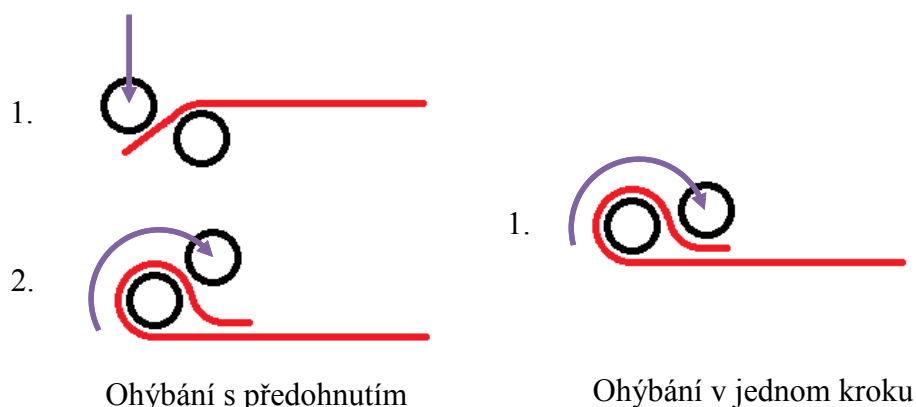
Dalším výraznými požadavky na konstrukci stroje budou malé zástavbové rozměry a nízká hmotnost, s ohledem na sezónní provoz, kdy ve zbytku roku je produkce výrazně nižší a stroj nebude tak často využíván.

Volbu konstrukce bude také ovlivňovat požadovaná produktivita, ta je stanovena na minimální produkci 30 kusů za hodinu. Jedná se o minimální množství a skutečná rychlost bude o něco vyšší s ohledem na zvolené pohony. Budu hledat optimální poměr mezi výkonem a převodovým poměrem pohonů. Pomalejší pohyby znamenají nižší výkony motorů, ale vyžadují větší převody a tím od určité meze neúměrné zvětšování rozměrů, hmotnosti, ceny pohonů zapříčiněné klesáním účinnosti převodu.

Součástí zařízení má být zásobník s kapacitou na dvě hodiny práce. Jeho velikost se tedy bude odvíjet od výsledné rychlosti produkce. Minimální možná velikost zásobníku je 60 ks.

Při konstrukci se budu inspirovat stávajícím zařízením, zvláště u ohybového mechanismu. Z technologického hlediska by bylo vhodnější zařadit předohnutí (Obr. 2.1) v protisměru hlavního ohybu a vytvořit tak přechodový rádius. Zmenšilo by se odpružení, tedy zpětné narovnání materiálu po ohnutí, způsobené pružnou deformací. Znamenalo by to také snížení potřebné ohybové síly. Nevýhodou by ale bylo výrazné zvýšení složitosti celého mechanismu. Proto budu spíše volit cestu využití jednorázového ohybu za cenu zvýšení potřebné síly. Větší odpružení není až tak problematické, protože konec plechu je bodově přivařen a tím je celkový tvar oka jednoznačně dotvarován.

Mou snahou bude také vytvořit konstrukci, kterou by bylo možno teoreticky upravit i pro podobný typ výrobků jiných rozměrů (např. jiná délka, průřez pásu). To bylo jedním z důvodů, proč jsem naddimenzoval krouticí moment ohybového mechanismu ve vztahu 1.7.



**Obr. 2.1 – Možnosti ohybu**

### **Přehled požadavků na konstrukci stroje:**

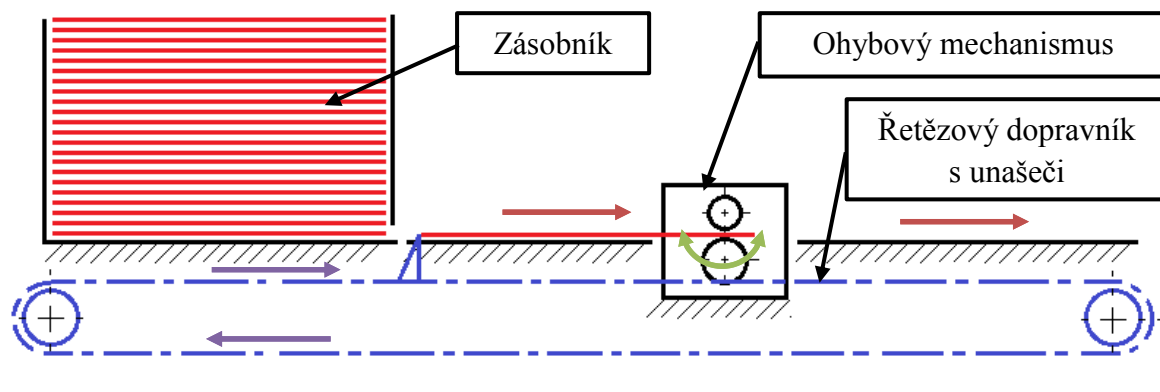
- provoz bez zásahu člověka,
- variabilita pro různé rozměry pásů,
- malé rozměry a hmotnost,
- minimální produkce 30 ks za hodinu,
- zásobník s kapacitou na 2 hodiny provozu,
- upravitelnost ohybového mechanismu.

## **2.1 Varianty řešení**

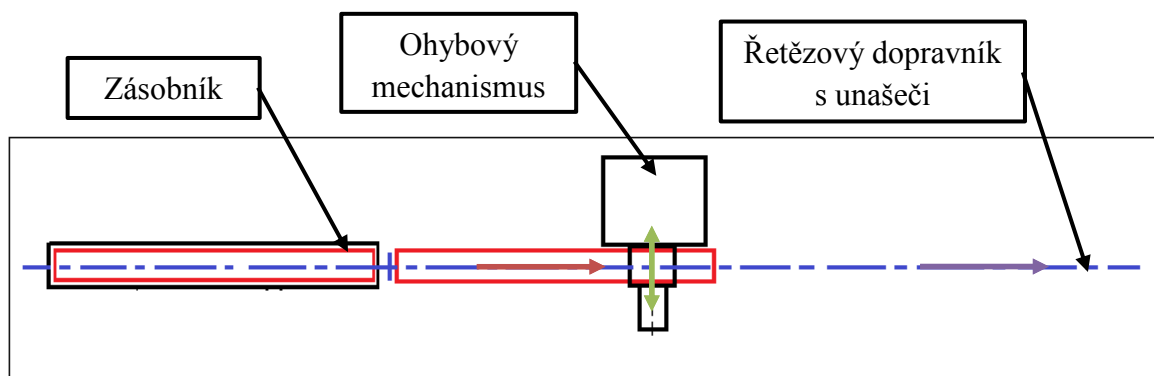
### **Variant A**

První variantou je zařízení s jedním ohybovým mechanismem a dopravníkem (Obr. 2.2), který by zabezpečoval pohyb polotovaru mezi jednotlivými pracovními pozicemi. Jako nejvhodnější se jeví použití řetězového dopravníku vybaveného dorazy, které by unášely pás. Ohybový mechanismus by vykonával postupně ohnutí obou ok. Což by znamenalo vzhledem k rozdílu průměru ok, aby středový váleček měl v polovině osazení a byl rozdělen na dva průměry (Obr. 2.2). Dráha dopravníku by pak musela být konstruována tak, aby polotovar v každé ze dvou koncových poloh, kdy má dojít k ohybu, spočíval na správné kombinaci válečků. Jednalo by se o poměrně komplikované řešení složité na seřízení. Alternativou by bylo zařadit další aktivní člen vykonávající posun pásu v příčném směru. Další nevýhodou, kromě složitosti pohybu pásu a jeho ustavení do správné polohy, by byly značné délkové rozměry. Délka by musela být minimálně dvojnásobkem délky pásu, aby byla zajištěna opora na obě strany od místa ohýbání. Naopak šířka by byla značně menší oproti variantě B. Šířka je

nejvíce ovlivněna rozměry ohybového mechanismu. Výhodou by také byl přístup ke stroji jen z jedné delší strany, aby mohl být naplněn zásobník a odebrány hotové výrobky. Zařízení by mohlo být umístěno např. u stěny, kde by minimálně překáželo.



Obr. 2.2 – Boční pohled varianta A

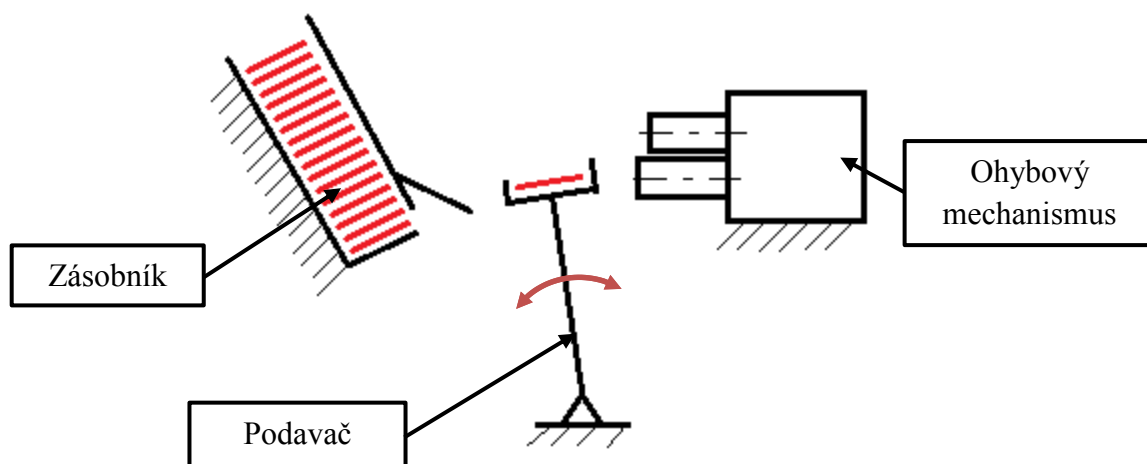


Obr. 2.3 - Horní pohled varianta A

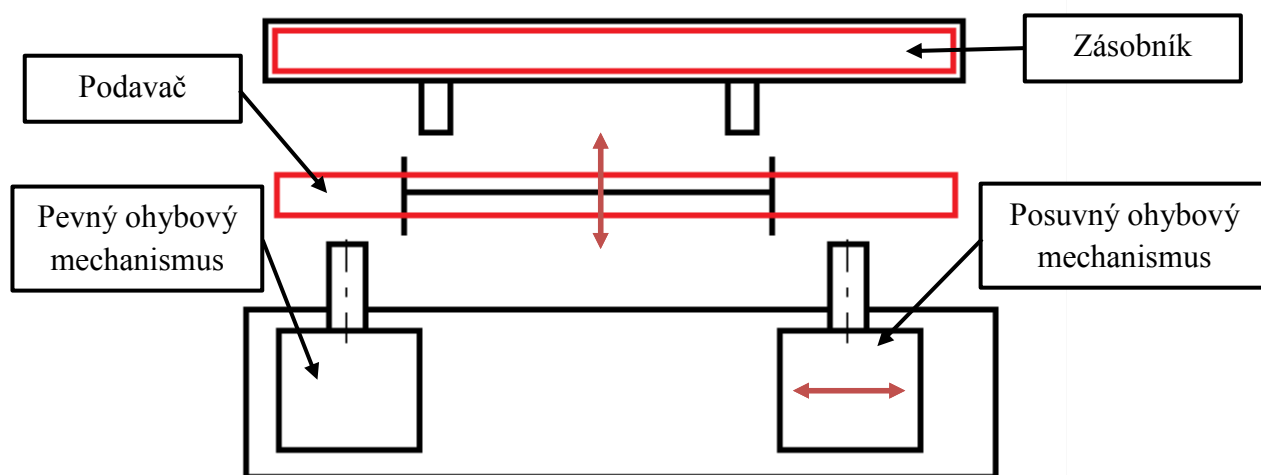
## Varianta B

Druhou variantou jak problematiku řešit je použití dvou samostatných mechanismů pro ohyb, každý rozměrově přizpůsobený velikosti jednoho koncového oka (Obr. 2.5). Aby se zajistila rozměrová variabilita, byl by jeden z mechanismů posuvně uložený a krajní polohy by vymezovaly dorazy. Toto řešení je daleko jednodušší oproti variantě A jak v konstrukci ohybového mechanismu, tak v ustavení pásu v pracovní poloze. Zásobník na polotovary by byl umístěn vertikálně naproti části sloužící k ohýbání a polotovarové pásy by v něm byly naskládány na sobě (Obr. 2.4). Mezi těmito dvěma částmi by byl podavač (Obr. 2.4), který by zajišťoval pohyb polotovaru ze zásobníku do ohybové části a následné vyjmutí a výstup ze stroje. Aby se zajistil dobrý přístup k zásobníku a odběr výrobků, bylo by vhodné umístit

zařízení do prostoru. Tato varianta je tedy daleko náročnější na okolní volný prostor než varianta A, to je ale kompenzováno menšími zástavbovými rozměry stroje.



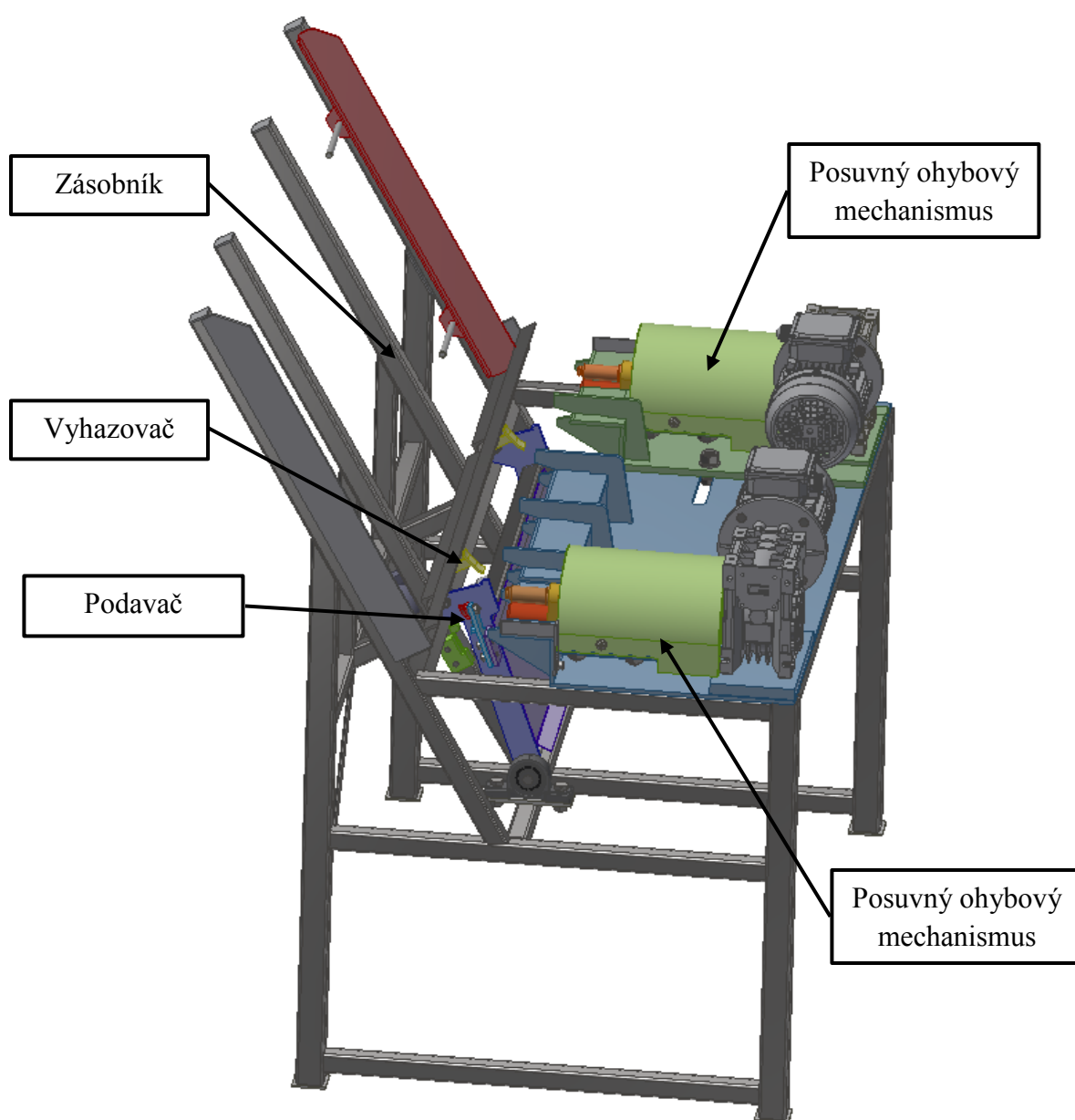
Obr. 2.4 – Boční pohled varianta B



Obr. 2.5 – Horní pohled varianta B

### 3 Vlastní konstrukční řešení

Po zvážení všech pro a proti jsem se rozhodl pro variantu B, především kvůli jednoduchosti a kompaktnosti celého systému. Konstrukce (Obr. 3.1) se skládá ze dvou ohybových mechanismů, jednoho pevného a druhého posuvně uloženého (kap. 3.2). Pohon každého ohybového mechanismu zajišťuje šneková převodovka poháněná asynchronním motorem. Jejímu návrhu se věnuji v kapitole 4.2.3. Manipulaci s polotovary zajišťuje kyvný podavač. O pohyb zásobníku se stará lineární aktuátor. Jeho návrhem se zabývá kapitola 4.2.5. Všechny tyto části jsou uchycené na rámu ze čtyřhranných dutých profilů. Součástí rámu je zásobník se stavitelnou bočnicí. Nad spodní částí zásobníku jsou upevněny dva vyhazovací dorazy.



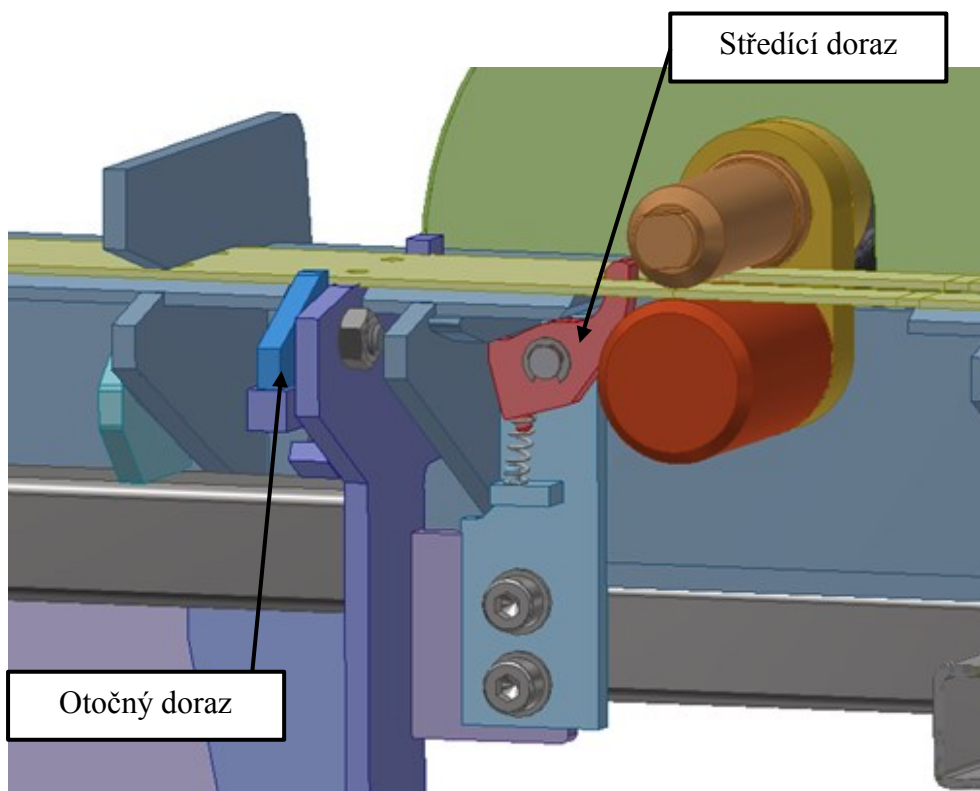
Obr. 3.1 – Konstrukční návrh ohýbačky



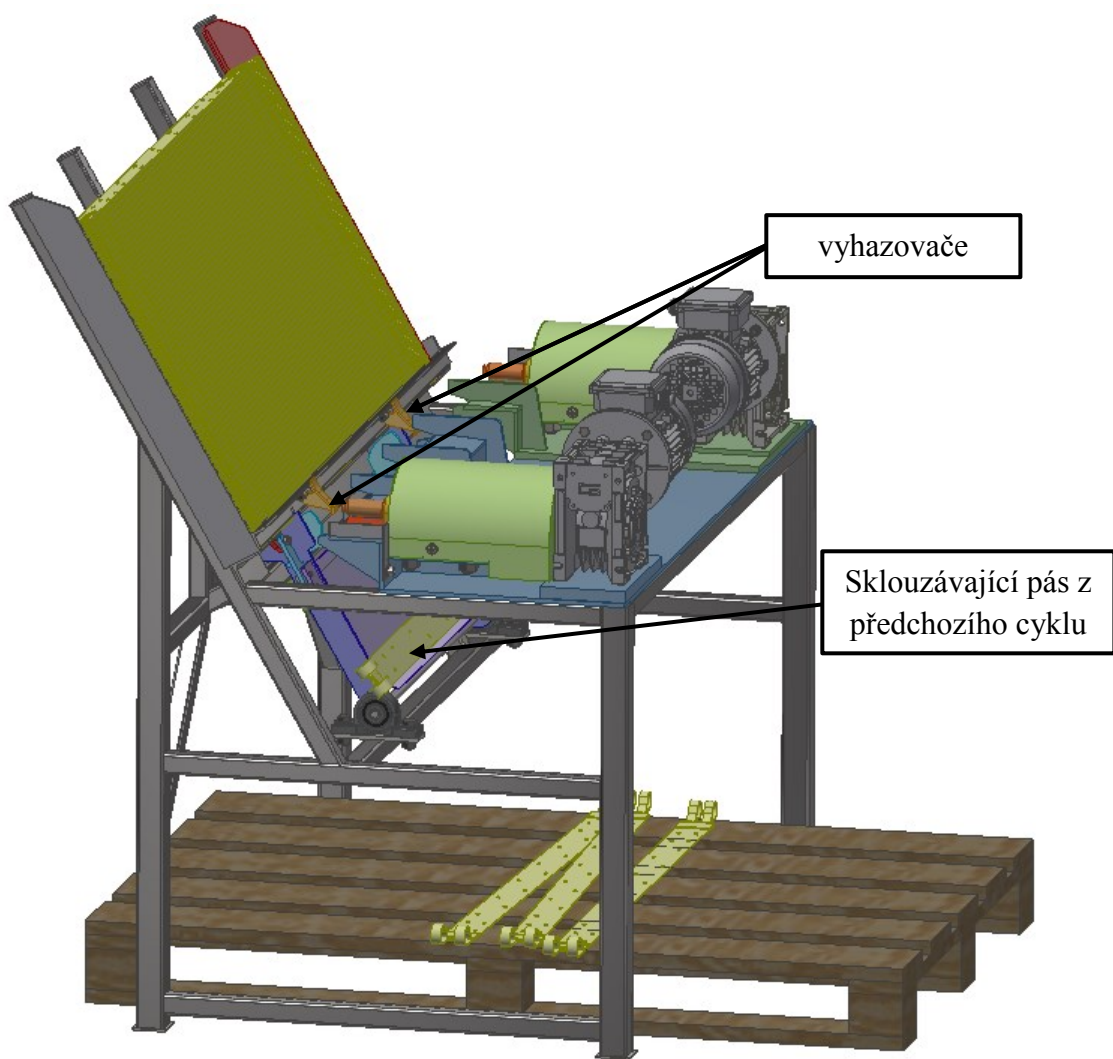
### 3.1 Funkce stroje

Pracovní cyklus stroje začíná tím, že obsluha naplní zásobník stroje polotovary (Obr. 3.3). První pracovní pohyb vykonává podavač, jehož výchozí pozice je nakládací pod zásobníkem. Podavač zachytí spodní polotovar v zásobníku a kyvným pohybem jej vysune. Po opuštění zásobníku podavač pokračuje do pracovní pozice v ohybovém mechanismu. V průběhu dráhy podavače unášený polotovar nadzvedne vyhazovače a pokračuje v pohybu. Při najíždění podavače do pracovní polohy se středící doraz vyklopí v důsledku kolize s prvky rámu, čímž se pás podélně vystředí a ve spolupráci s dalšími vymešovými prvky zabrání pásu v pohybu při ohýbání (Obr. 3.2). Po zastavení podavače v pracovní pozici a uplynutí bezpečnostní prodlevy je zahájeno ohýbání. Ohybové válečky pohybem po kruhové dráze provedou ohyb ok a po dojetí do koncové polohy se vrátí do výchozí pozice. Po ukončení ohýbání je ohnutý pás unášen zpět, až do místa kde se setkává s vyhazovačem (Obr. 3.4). Vyhazovač nadzvedne ohnutý pás a shodí jej z podavače do odběrového prostoru, kde může být umístěna například paleta (Obr. 3.3). Podavač dále pokračuje do nakládací pozice. Zde pracovní cyklus končí a začíná další. Detailní obrázky pro lepší pochopení pohybů jsou v příloze (A)

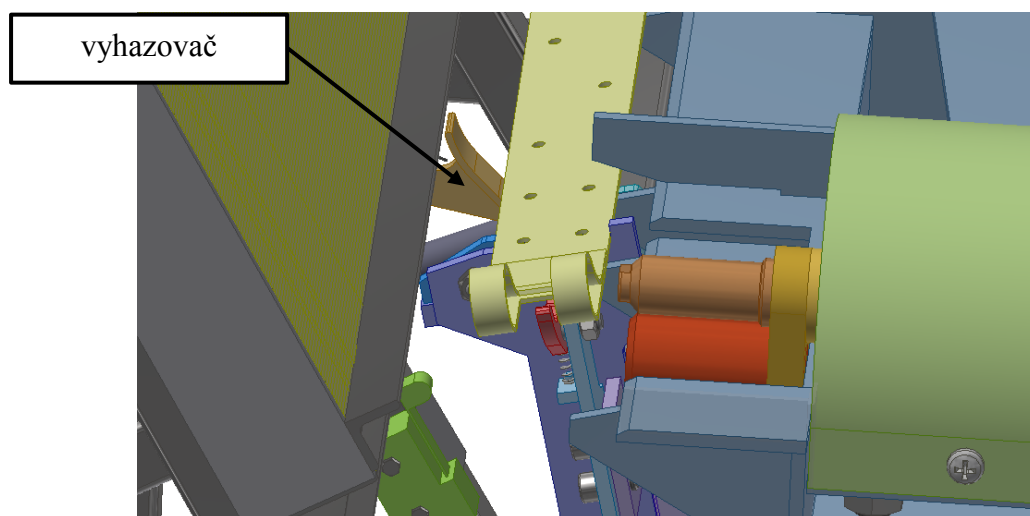
Délka jednoho cyklu trvá 27,2 s. Hodinová produkce stroje je tedy 132 ks/h. Výpočet časů a délka trvání jednotlivých kroků jsou uvedeny v kapitole 4.2.5.



Obr. 3.2 – Průběh ohýbání pásu



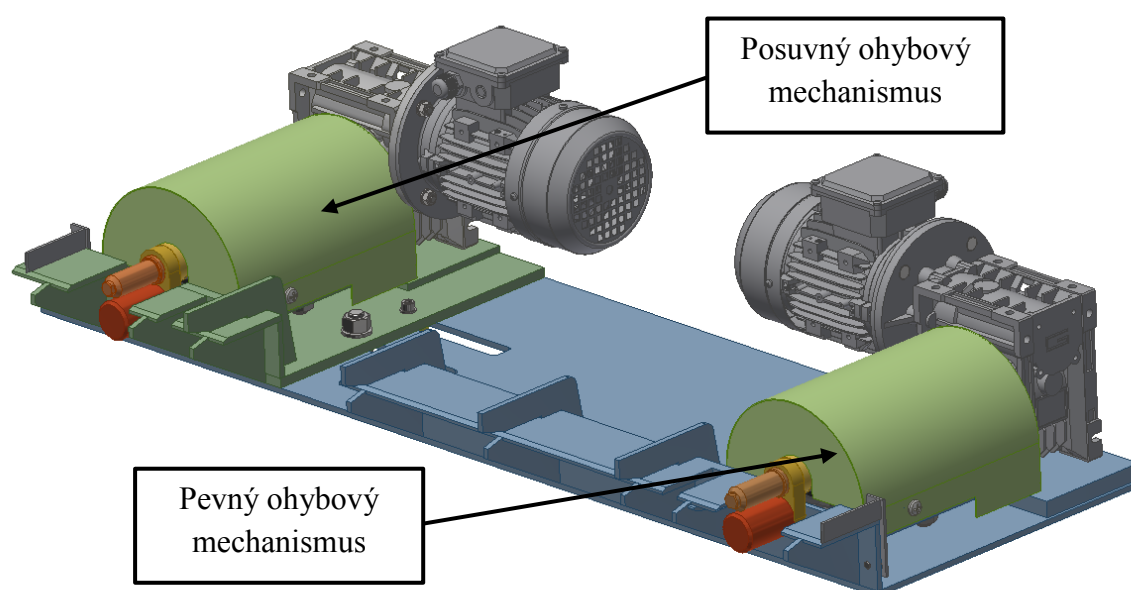
**Obr. 3.3 – Stroj ve výchozí pozici s naplněným zásobníkem**



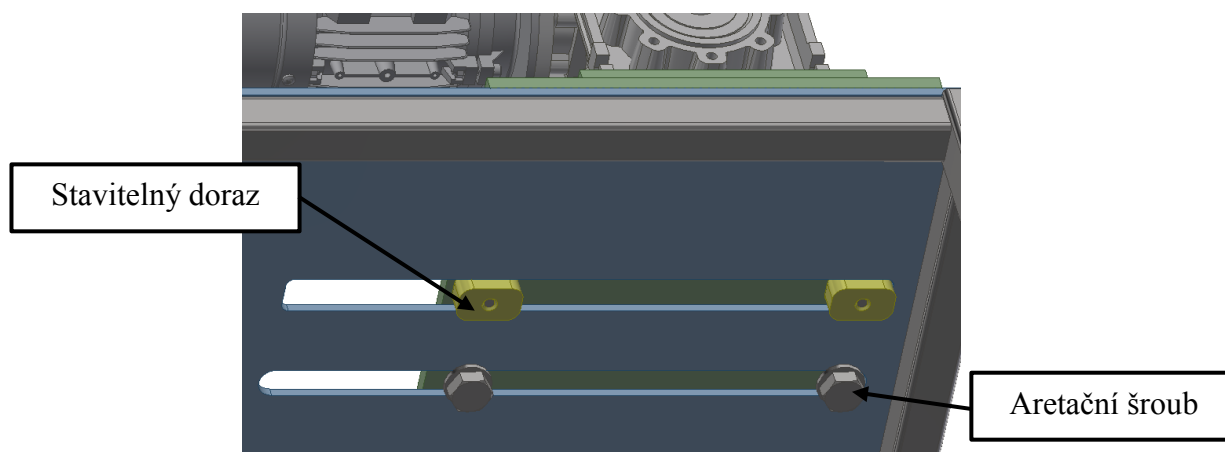
**Obr. 3.4 – Počátek vyhazování pásu**

### 3.2 Ohybový mechanismus

Konstrukce obsahuje dva ohybové mechanismy. Jeden pevný (Obr. 3.5), uchycen na základní desce a druhý posuvný (Obr. 3.5), upevněný na posuvném vozíku. Krajiní polohy a vedení vozíku je zajištěno dvěma stavitelnými dorazy (Obr. 3.6), které se pohybují v drážce. Dorazy jsou ke spodní straně vozíku ukotveny šrouby M8 s větší průchozí dírou, je tedy možné mírně seřídít pozici vozíku v koncových polohách. Zajištění vozíku v pracovní poloze se pak provádí dotažením dvou šroubů M16. Pracovní osové vzdálenosti mechanismů jsou 843 mm pro velké pásy a 735 mm pro malé pásy.

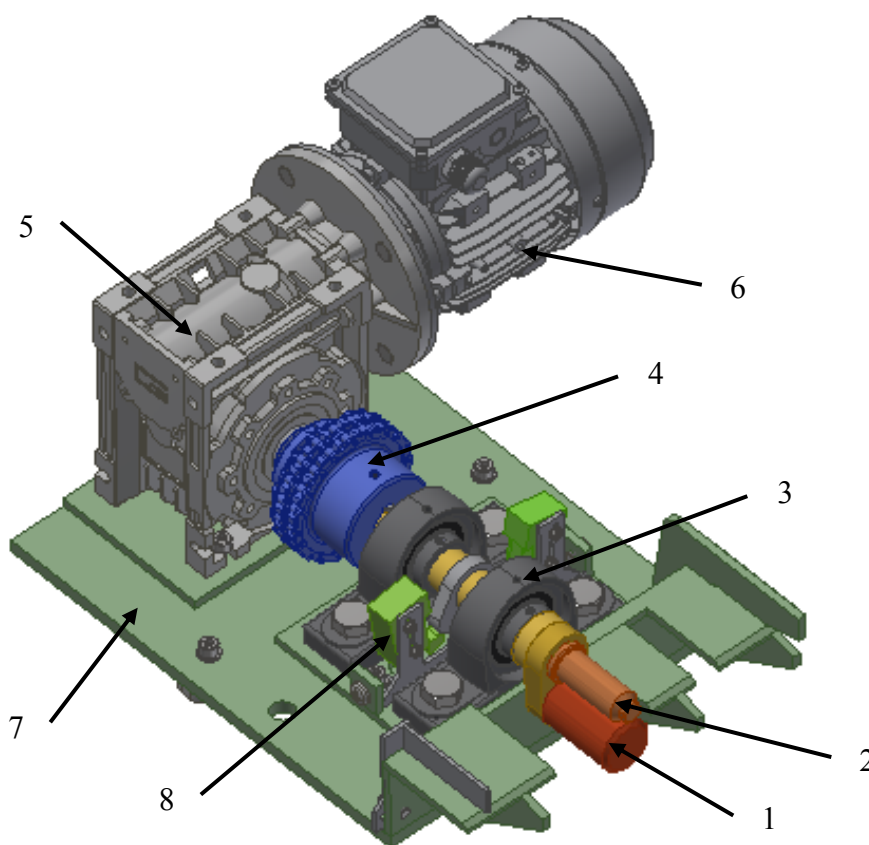


Obr. 3.5 – Ohybové mechanismy



Obr. 3.6 – Dorazy vozíku

Při návrhu ohybového mechanismu jsem se inspiroval konstrukcí přípravku. Jedná se tedy o dva válečky s osovou vzdáleností 35 mm (Obr. 3.7). Středový váleček je umístěn v ose hnací hřídele. Jeho průměr se bude lišit podle vnitřního průměru oka, tedy  $\varnothing 23$  mm pro posuvný ohybový mechanismus vozíku a  $\varnothing 24$  mm pro pevný ohybový mechanismus. Druhý obíhající váleček o  $\varnothing 40$  mm, je uchycen na konci ramene, které je s hřídelí spojeno pomocí šestihranu. Kontrolou jeho rozměrů se zabývá kapitola 4.1. Axiálnímu posunutí bude bránit středový váleček, který je uchycen závitem do středu hřídele a plní tak funkci příložky. Spoj bude možné jednoduše rozebrat a válečky nahradit. Hřídel je uložena ve dvou ložiskových tělesech UCP 206 jejich návrh je v kapitole 4.2.1. Maximální krouticí moment na ohybovém mechanismu vzniká v koncové poloze, kde je ohýbaný pás dotlačen proti rámu. Aby nedocházelo k opakovanému přetěžování nebo úplnému poškození převodovky, v případě že by přestal fungovat koncový spínač, zařadil jsem mezi převodovku a hřídel ohybového mechanismu spojku s omezovačem krouticího momentu (kap 4.2.4). Pohon zajišťuje šneková převodovka s převodovým poměrem 1:80, poháněná asynchronním motorem o výkonu 0,33 kW (kap. 4.2.3).

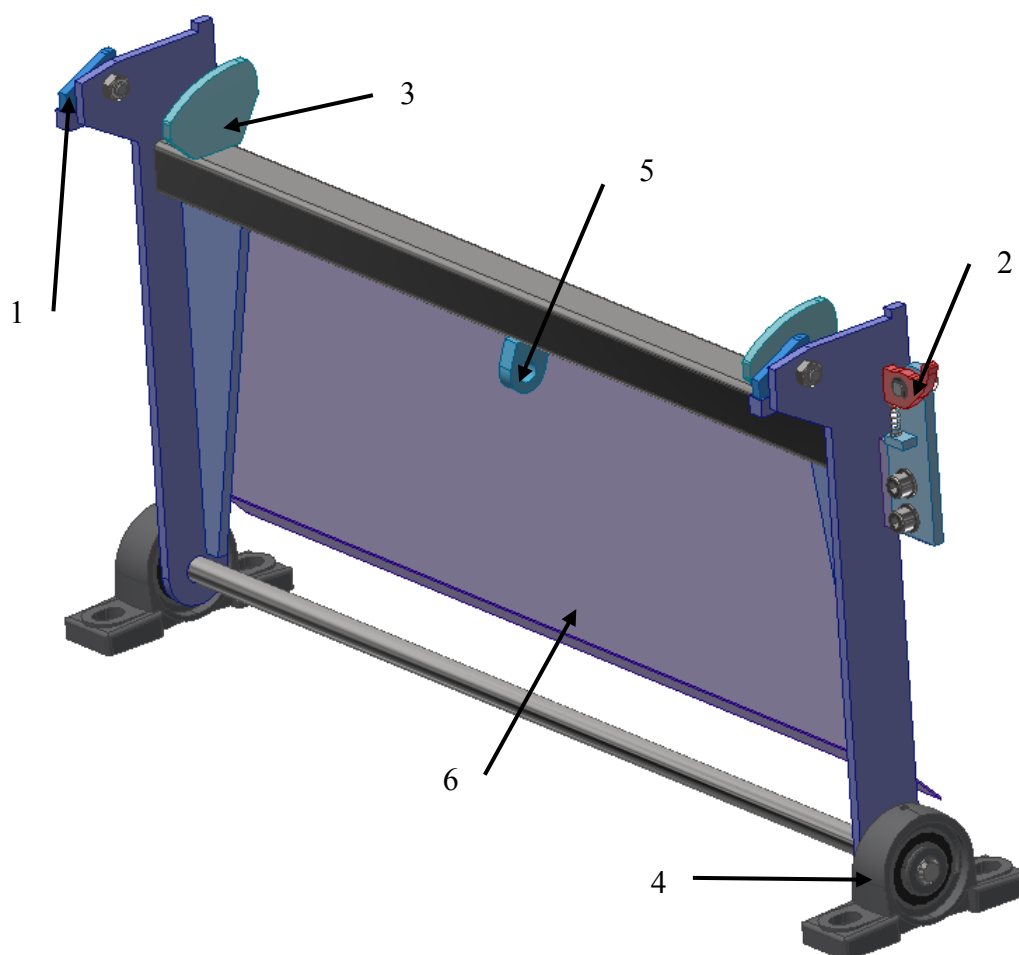


**Obr. 3.7 - Vozík s ohybovým mechanismem**

*1 – pevný váleček; 2 – středový váleček; 3 – ložiskové těleso UCP 206; 4 – spojka s omezovačem krouticího momentu; 5 – šneková převodovka; 6 – elektromotor; 7 – vozík; 8 – koncový doraz*

### 3.3 Podavač

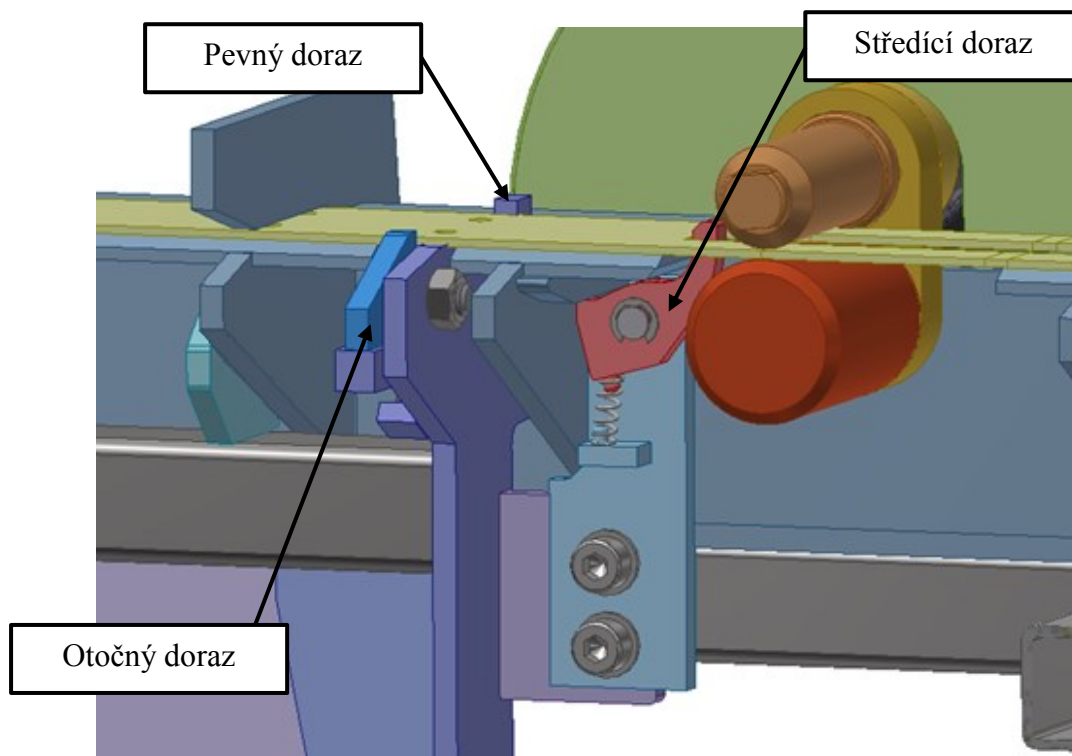
Podavač se skládá ze dvou bočnic, které tvoří hlavní funkční část celku. Tedy podpírání a unášení přemísťovaného pásu. Bočnice jsou z 6 mm tlustého plechu a jejich spojnice je tvořena čtyřhranným profilem 30×30×2,5. V horní části bočnic jsou dva pevné a dva otočné dorazy přitlačované pružinami (Obr. 3.8). Úkolem dorazů je unášet polotovar ze zásobníku do pracovní pozice v ohybovém mechanismu a zpět. Při zpětném pohybu podavače je výrobek zachycen vyhazovačem a podavač pokračuje dál do nakládací pozice. Aby nedošlo ke kolizi náplně zásobníku a dorazů, jsou zadní dorazy otočně uložené a při kontaktu se zásobníkem se sklopí. Do výchozí pozice je následně vrátí pružina. Podavač je otočně uložen ve dvou ložiskových tělesech UPC 202 jejich návrh jsem provedl v kapitole 4.2.2. Úhel otáčení je 30° od svislé pozice a vzdálenost ložné plochy od osy otáčení je 300 mm. Střední plocha mezi čely je zakryta nerezovým plechem o tloušťce 1 mm, který funguje jako skluz pro již ohnuté pásy.



**Obr. 3.8 - Podavač**

*1 – unášecí otočný doraz; 2 – středící doraz, 3 – nadzvedávač vyhazovače;  
4 – ložiskové těleso UCP 202; 5 – kotvení pohonu; 6 – skluz*

Na boční straně podavače je uchycen otočný středící doraz (Obr. 3.9), jehož úkolem je vystředit polotovar do správné pozice v jeho podélném směru a při ohýbání bránit posuvu pásu do stran. O vyklopení dorazu se stará výstupek na rámu.

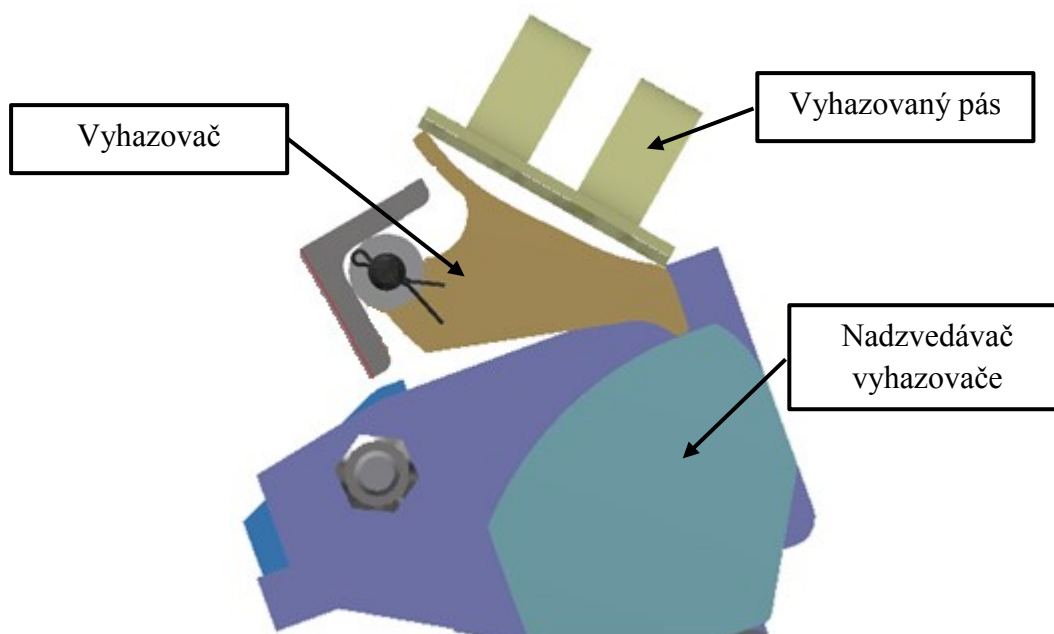


**Obr. 3.9 – Středící doraz v pracovní poloze**

### **3.4 Vyhazovač**

O shoení hotového meziproduktu z podavače se starají dva vyhazovače. Jedná se o otočně uložené packy, které podavač nadzvedne při pohybu do pracovní polohy. Při zpětném pohybu se zapřou o rám a nadzvednou ohnutý pás. Vyhazovač je poté nadzvednut dorazem na podavači a s ním i podebraný pás, který se tím dostane nad unášecí dorazy (Obr. 3.10). Jakmile se podavač vrátí do nakládací polohy, vyhozený pás sklouzne po skluzu podavače do odbíracího prostoru.





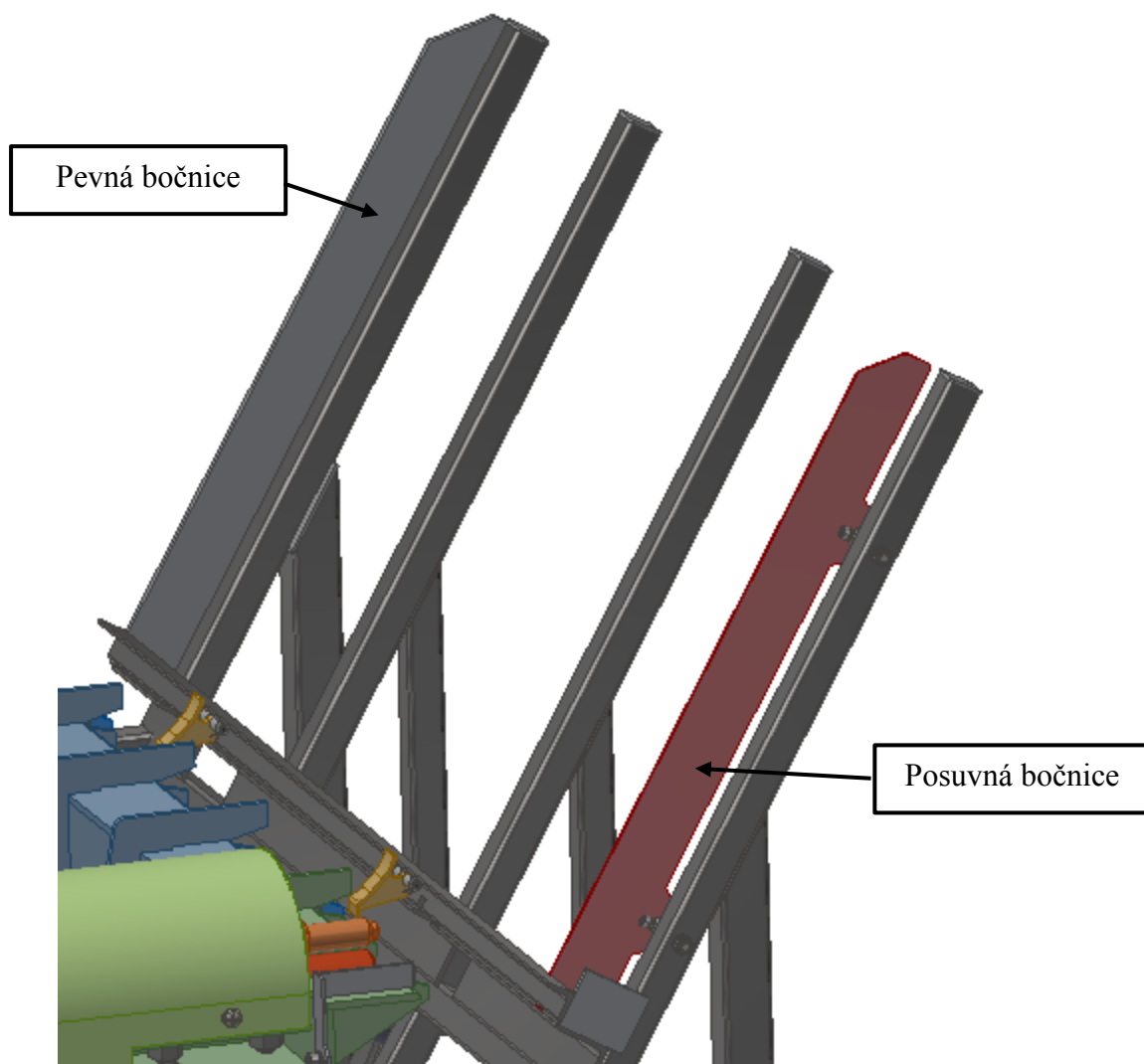
**Obr. 3.10 - Průběh vyhazování**

### 3.5 Rám

Rám tvoří hlavní nosnou konstrukci, která spojuje všechny další konstrukční skupiny. Konstrukce rámu se skládá z profilů  $30 \times 30 \times 2,5$ . Svislé nohy pak z pevnostních důvodů profily  $40 \times 40 \times 2,5$  na konci opatřené patkami. Pevnostní kontrolu jsem provedl MKP analýzou v kapitole 4.3.3.

### Zásobník

Součástí rámu je i zásobník. Jedná se o konstrukci tvořenou především profily. Zadní plocha zásobníku je skloněna o  $30^\circ$  vůči svislé ose a tvoří ji čtyřhranné profily  $30 \times 30 \times 2,5$ . Dno je pak z profilů  $L50 \times 40 \times 4$ . Ze stran vymezují prostor zásobníku bočnice, na jedné straně pevná a na druhé straně posuvná, upevněná na dvou tyčích a zajištěna dvěma šrouby (Obr. 3.11). Velikost zásobníku nastaví obsluha podle délky aktuálně vyráběných pásů. Aby podavač odebíral vždy jen jeden pás je v přední části zásobníku 3mm mezera, kterou má polotovar projít. Mezeru tvoří zespodu okraj dna a z vrchu je omezena druhým profilem, tentokrát o rozměrech  $L 25 \times 25 \times 4$ .



**Obr. 3.11 - Zásobník**



## 4 Kontrolní a návrhové výpočty

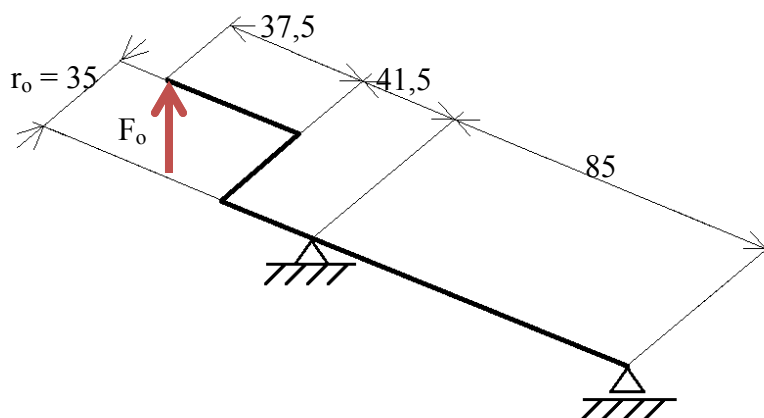
V této kapitole se budu zabývat návrhem jednotlivých konstrukčních celků. Tedy pevnostními výpočty a návrhem kupovaných celků.

### 4.1 Pevnostní výpočty

Pevnostní výpočty jsem prováděl na dle mého názoru nejnamáhanějších součástech, kterými jsou části ohybového mechanismu. Větší konstrukční celky jako svařence jsem pak podrobil MKP analýzám (kap. 4.3). Při pevnostních výpočtech ohybového mechanismu jsem si zvolil minimální bezpečnost  $k = 2,5$  s ohledem na mívavé cyklické namáhání.

#### Rozklad působících sil na ohybovém hřídeli

Výpočet sil vznikajících při chodu ohybového mechanismu a reakcí zachycených v ložiskách.



Obr. 4.1 – Schéma ohybového hřídele

$$F_o = \frac{M_{ko}}{r_o} = \frac{110}{0,035} = 3143 \text{ N} \quad (4.1)$$

Kde:

$F_o$       Zatěžující síla na ohybovém válečku [N]

$M_{ko}$       Ohybový krouticí moment [Nm] (vztah 1.7)

$r_o$       Rameno ohybového válečku [mm] (Obr. 4.1)

Excentrickou zatěžující sílu  $F_o$  posunu do roviny a doplním momentem, který odpovídá momentu  $M_{ko}$ , abych zachoval stejný zatěžující efekt (Obr. 4.2).

### Výpočet reakcí

$$\sum_a M = 0 = F_o \cdot (l_{o1} + l_{o2}) - R_B \cdot l_{o3} \rightarrow \quad (4.2)$$

$$R_B = \frac{F_o \cdot (l_{o1} + l_{o2})}{l_{o3}} = \frac{3143 \cdot (37,5 + 41,5)}{85} = \mathbf{2921 \text{ N}}$$

$$\sum F = 0 = F_o - R_A + R_B \rightarrow \quad (4.3)$$

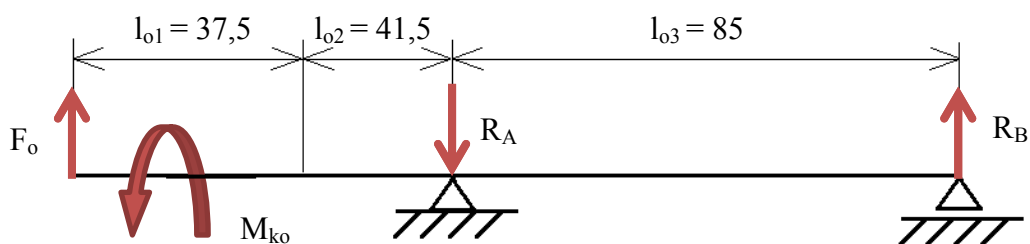
$$R_A = F_o + R_B = 3143 + 2921 = \mathbf{6064 \text{ N}}$$

Kde:

$l_{o1}; l_{o2}; l_{o3}$  Rozměr ohybového hřídele [mm] (Obr. 4.2)

$R_A$  Reakce v ložisku A ohybového hřídele [N]

$R_B$  Reakce v ložisku B ohybového hřídele [N]



Obr. 4.2 – Schéma rozkladu sil na hřídeli

### Kontrola ložiskového čepu

Materiál hřídele ohybového mechanismu je 11 523, s mezí kluzu  $Re = 300$  MPa. Průměr hřídele nesoucí ložiska ohybového mechanismu je  $d_{lo} = 30$  mm.

$$\tau_{kl} = \frac{M_{ko}}{W_{kl}} = \frac{M_{ko}}{\frac{\pi \cdot d_{lo}^3}{16}} = \frac{110}{\frac{\pi \cdot 0,03^3}{16}} = \mathbf{20,8\ MPa} \quad (4.4)$$

$$\sigma_{Ol} = \frac{M_{Ol}}{W_{Ol}} = \frac{F_o \cdot (l_{o1} + l_{o2})}{\frac{\pi \cdot d_{lo}^3}{32}} = \frac{3143 \cdot (0,0375 + 0,0415)}{\frac{\pi \cdot 0,03^3}{32}} = \mathbf{93,7\ MPa} \quad (4.5)$$

$$\sigma_{redl} = \sqrt{\sigma_{Ol}^2 + 3 \cdot \tau_{kl}^2} = \sqrt{93,7^2 + 3 \cdot 20,8^2} = \mathbf{100,4\ MPa} \quad (4.6)$$

$$k_l = \frac{Re}{\sigma_{redl}} = \frac{300}{100,4} = \mathbf{2,99} > k = 2,5 \rightarrow \text{bezpečnost je dostačující} \quad (4.7)$$

Kde:

$M_{ko}$  Ohybový krouticí moment [Nm] (vztah 1.7)

$l_{o1}, l_{o2}$  Rozměr ohybového hřídele [mm] (Obr. 4.2)

$\tau_{kl}$  Napětí v krutu ložiskového čepu [MPa]

$\sigma_{Ol}$  Napětí v krutu ložiskového čepu [MPa]

$\sigma_{redl}$  Redukované napětí ložiskového čepu [MPa]

$k_l$  Konstrukční bezpečnost ložiskového čepu [-]

$k$  Minimální konstrukční bezpečnost [-]

### Kontrola šestihranu

Jedná se o nejvíce namáhanou část hřídele, která přenáší síly na páku s ohybovým válečkem. Materiál hřídele je 11 523 s mezí kluzu  $Re = 300$  MPa.

$$\tau_{kš} = \frac{M_{ko}}{W_{kš}} = \frac{M_{ko}}{\frac{\pi \cdot (D_{š}^4 - d_{zo}^4)}{16 \cdot D_{š}}} = \frac{110}{\frac{\pi \cdot (0,025^4 - 0,012^4)}{16 \cdot 0,025}} = 37,9 \text{ MPa} \quad (4.8)$$

$$\sigma_{Oš} = \frac{M_{Oo}}{W_{Oš}} = \frac{F_o \cdot l_{o1}}{\frac{\pi \cdot (D_{š}^4 - d_{zo}^4)}{32 \cdot D_{š}}} = \frac{3143 \cdot 0,0375}{\frac{\pi \cdot (0,025^4 - 0,012^4)}{32 \cdot 0,025}} = 81,1 \text{ MPa} \quad (4.9)$$

$$\sigma_{redš} = \sqrt{\sigma_{Oš}^2 + 3 \cdot \tau_{kš}^2} = \sqrt{81,1^2 + 3 \cdot 37,9^2} = 104,3 \text{ MPa} \quad (4.10)$$

$$k_{š} = \frac{R_e}{\sigma_{redš}} = \frac{300}{104,3} = 2,88 > k = 2,5 \rightarrow \text{bezpečnost je dostačující} \quad (4.11)$$

Kde:

$\tau_{kš}$  Napětí v krutu šestihranu [MPa]

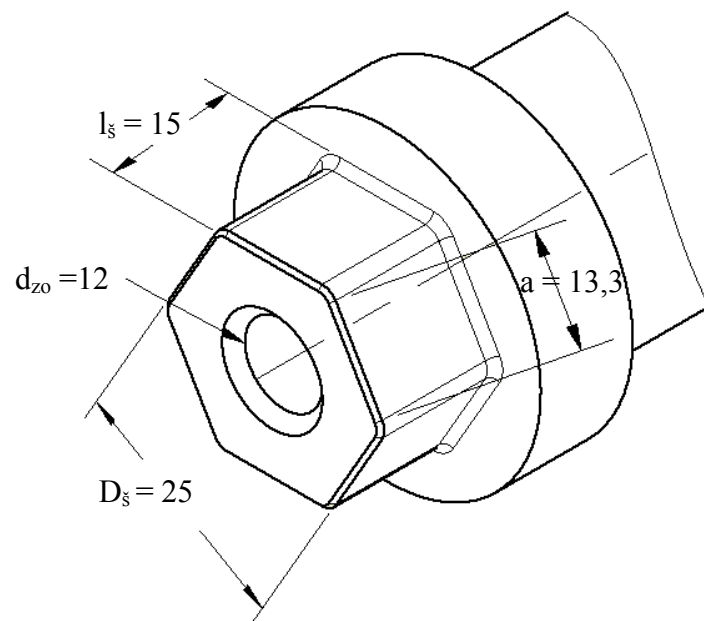
$\sigma_{Oš}$  Napětí v krutu šestihranu [MPa]

$\sigma_{redš}$  Redukované napětí šestihranu [MPa]

$k_{š}$  Konstrukční bezpečnost šestihranu [-]

$d_{zo}$  Průměr vnitřního závitu [mm] (Obr. 4.3)

$D_{š}$  Vepsaný průměr šestihranu [mm] (Obr. 4.3)



Obr. 4.3 - Rozměry šestihranu

### Kontrola na otlačení:

Pro spoj volím součinitel vůle  $\varphi = 1,5$ , dovolený tlak na šestihranu pak  $P_{D\check{s}} = 200 \text{ MPa}$ .

$$p_{max\check{s}} = \frac{3 \cdot M_{ko} \cdot \varphi}{\left(\frac{a}{2}\right)^2 \cdot l_{\check{s}} \cdot n_{\check{s}}} = \frac{3 \cdot 110 \cdot 1,5}{\left(\frac{0,0133}{2}\right)^2 \cdot 0,015 \cdot 6} = \mathbf{124,4 \text{ MPa}} \quad (4.12)$$

$$p_{max\check{s}} = 124,4 \text{ MPa} \leq P_{D\check{s}} = 200 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:

$a$  Délka hrany šestihranu [mm] (Obr. 4.3)

$M_{ko}$  Ohybový krouticí moment [Nm] (vztah 1.7)

$l_{\check{s}}$  Délka šestihranu [mm] (Obr. 4.3)

$n_{\check{s}}$  Počet ploch [-]

$$n_{\check{s}} = 6$$

### Kontrola spojkového čepu

Přenos momentu zajišťuje pero 8×7×32 ČSN 022562. Průměr spojkového čepu hřídele je  $d_{ko} = 25 \text{ mm}$  a hloubka pera v hřídeli  $t = 4,1 \text{ mm}$ . Materiál hřídele je 11 523 s mezí kluzu  $Re = 300 \text{ MPa}$ .

$$\tau_{ks} = \frac{M_{ko}}{W_{ks}} = \frac{M_{ko}}{\frac{\pi \cdot (d_{ko} - t)^3}{16}} = \frac{110}{\frac{\pi \cdot (0,025 - 0,0041)^3}{16}} = \mathbf{61,4 \text{ MPa}} \quad (4.13)$$

$$k_s = \frac{R_e}{\tau_{ks}} = \frac{300}{61,4} = \mathbf{4,9} > k = 2,5 \rightarrow \text{Tato bezpečnost je dostačující} \quad (4.14)$$

Kde:

$\tau_{ks}$  Napětí v krutu ložiskového čepu [MPa]

$d_{ko}$  Průměr spojkového čepu hřídele [mm]

$k_s$  Konstrukční bezpečnost spojkového čepu [-]

$k$  Minimální konstrukční bezpečnost [-]

### Kontrola pera na otlačení

$$p_o = \frac{2 \cdot M_{ko}}{(d_{ko} + t_1) \cdot (l_p - 2 \cdot b) \cdot t_1} = \quad (4.15)$$
$$p_o = \frac{2 \cdot 110 \cdot 1000}{(25 + 2,9) \cdot (32 - 8) \cdot 2,9} = 113,3 \text{ MPa} < p_{dp} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:

$p_o$  tlak v peru [MPa]

$M_{ko}$  Ohybový krouticí moment [Nm] (vztah 1.7)

$t_1$  Hloubka pera v náboji

$$t_1 = 2,9 \text{ mm}$$

$d_{ko}$  Průměr spojkového čepu hřídele [mm]

$$d_{ko} = 25 \text{ mm}$$

$b$  Šířka pera [mm]

$$b = 8 \text{ mm}$$

$l_p$  Délka pera [mm]

$$l_p = 32 \text{ mm}$$

$P_{dp}$  Dovolенý tlak pro ocelový náboj [MPa]

$$P_{dp} = 120 \text{ MPa}$$

## 4.2 Návrh komponent

Navržené kupované komponenty jsem kontroloval podle parametrů uváděných výrobcem.

### 4.2.1 Volba ložisek ohybového hřídele

Ohybový hřídel je uložen ve dvou ložiskových tělesech UCP 206 o vnitřním průměru  $d_{lo} = 30 \text{ mm}$ . Ty zachycují reakční síly  $R_A$  a  $R_B$  (kap. 4.1). Pro návrh je rozhodující větší síla, tedy síla  $R_A = 6008 \text{ N}$ . Velikost ložiskových těles jsem volil podle odstupňování průměrů hřídele a následně návrh zkontroloval výpočtem. V konstrukci jsou použity celkem 4 tyto

tělesa, na každém hřídeli dvě. Základní dynamická únosnost ložiska je  $C = 19,5 \text{ kN}$ . Další parametry jsou v příloze [B].



**Obr. 4.4 – Ložiskové těleso UCP 206 [4]**

#### **Kontrolní výpočet ložisek ohybového hřídele**

$$L_{10} = \left( \frac{C}{R_A} \right)^p = \left( \frac{19500}{6064} \right)^3 = 33,3 \cdot 10^6 \text{ ot} \rightarrow \text{trvanlivost považuji za vyhovující} \quad (4.16)$$

Kde:

$L_{10}$  Základní trvanlivost ložisek [ot]

$R_A$  Reakce v ložisku A ohybového hřídele [N] (vztah 4.3)

$p$  Mocnitel pro kuličková ložiska [-]  
 $p = 3$

#### **4.2.2 Ložiska podavače**

O otočné uložení podavače se starají dvě ložisková tělesa UCP202 [C]. Abych zjistil síly působící na ložiska a mohl zkontrolovat návrh jejich velikosti, musím provést rozklad sil, které tyto ložiska zachycují. Jedná se především o síly působící na středící doraz.

### Určení síly působící na středící doraz

Při určování síly na středící doraz budu vycházet z předpokladu, že největší zatížení vzniká při konečné fázi ohýbání, kdy každé oko vyžaduje jinou sílu pro ohnutí. Rozdíl těchto sil  $\Delta F_o$  má za úkol zachytit tento doraz.

$$\Delta F_o = \frac{(F_{ov} - F_{om}) \cdot l_p}{r_o} = \frac{(210,5 - 120,2) \cdot 0,435}{0,035} = 1122 \text{ N} \quad (4.17)$$

Kde:

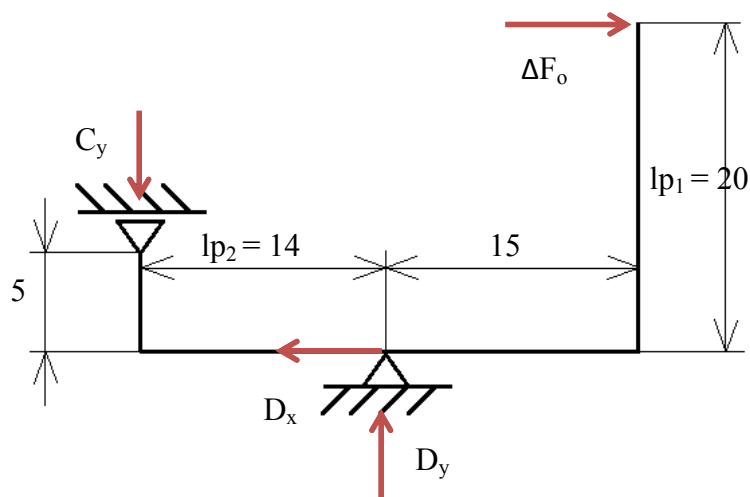
$r_o$  Rameno ohybového válečku [mm] (Obr. 4.1)

$F_{ov}$  Ohybová síla pro velké oko [N] (viz. vztah 1.3)

$F_{om}$  Ohybová síla pro malé oko [N] (viz. vztah 1.4)

$l_p$  Délka páky přípravku [mm]

### Rozklad sil na středícím dorazu



Obr. 4.5 – Schéma rozkladu sil na středícím dorazu



$$\sum_D M = 0 = \Delta F_o \cdot l_{p1} - C_y \cdot l_{p2} \rightarrow C_y = \frac{\Delta F_o \cdot l_{p1}}{l_{p2}} = \frac{1122 \cdot 20}{14} = \mathbf{1603 \text{ N}} \quad (4.18)$$

$$\sum F_y = 0 = C_y - D_y \rightarrow D_y = C_y = \mathbf{1603 \text{ N}} \quad (4.19)$$

$$\sum F_x = 0 = \Delta F_o - D_x \rightarrow D_x = \Delta F_o = \mathbf{1122 \text{ N}} \quad (4.20)$$

**Kde:**

$\Delta F_o$  Rozdíl ohybových sil [N] (viz. vztah 1.3)

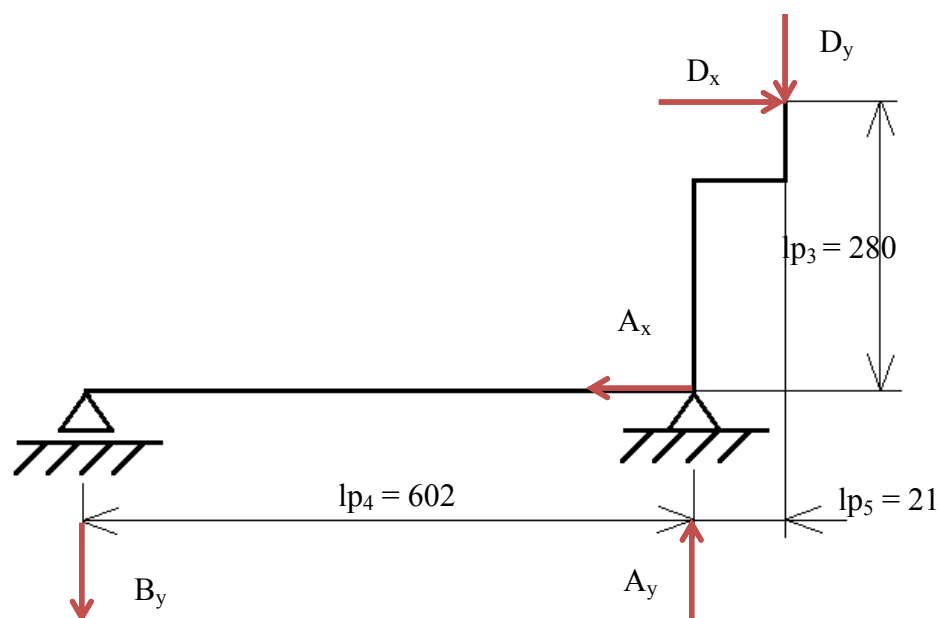
$l_{p1}; l_{p2}$  Rozměry středícího dorazu [mm] (Obr. 4.5)

$C_y$  Reakce zachycená rámem [N]

$D_y$  Svislá reakce zachycená podavačem [N]

$D_x$  Vodorovná reakce zachycená podavačem [N]

**Rozklad sil působící na podavači**



**Obr. 4.6 – Schéma rozkladu sil na podavači**

$$\sum_A M = 0 = D_x \cdot l_{p3} + D_y \cdot l_{p5} - B_y \cdot l_{p4} \rightarrow \quad (4.21)$$

$$B_y = \frac{D_x \cdot l_{p3} + D_y \cdot l_{p5}}{l_{p4}} = \frac{1122 \cdot 280 + 1603 \cdot 21}{602} = 578 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 = D_y + B_y - A_y \rightarrow A_y = D_y + B_y = 1603 + 578 = 2181 \text{ N} \quad (4.22)$$

$$\sum F_x = 0 = A_x - D_x \rightarrow A_x = D_x = 1122 \text{ N} \quad (4.23)$$

Kde:

$B_y$  Svislá reakce zachycená ložiskem podavače [N]

$A_x$  Vodorovná reakce zachycená ložiskem podavače [N]

$A_y$  Svislá reakce zachycená ložiskem podavače [N]

$l_{p3}; l_{p4}; l_{p5}$  Rozměry středícího dorazu [mm] (Obr. 4.6)

### Kontrola ložisek

Jelikož podavač vykonává pomalý kývavý pohyb, budu navržené ložiskové těleso UCP 202 kontrolovat pouze na statickou únosnost. Základní statická únosnost ložiska je  $C_o = 6,3 \text{ kN}$ . Další parametry tělesa jsou uvedené v příloze [C].

$$P_0 = X_o \cdot A_y + Y_o \cdot A_x = 0,6 \cdot 2181 + 0,5 \cdot 1122 = 1870 \text{ N} \quad (4.24)$$

$$S_0 = \frac{C_o}{P_0} = \frac{6300}{1870} = 3,4 > 2 \rightarrow \text{navržené ložisko vyhovuje} \quad (4.25)$$

Kde:

$P_0$  Ekvivalentní statické zatížení [N]




$X_o$  Koeficient radiálního zatížení [-]  
pro kuličková ložiska:  $X_o = 0,6$

$Y_o$  Koeficient axiálního zatížení [-]  
pro kuličková ložiska:  $Y_o = 0,5$

$S_0$  Koeficient bezpečnosti při statickém zatížení [-]  
pro kývavý pohyb  $S_0 = 2$

### 4.2.3 Volba pohonu ohybového mechanismu

Jako pohon ohybového mechanismu jsem zvolil šnekovou převodovku CM063 (Obr. 4.8) s převodovým poměrem 1:80 (Obr. 4.7). převodovka je ve verzi s výstupní hřídelí a vstupní přírubou 71B5. Převodovku nabízí na svém eshopu firma RAVEO za 5903 Kč s DPH [5]. Hlavním kritériem při výběru byl výstupní krouticí moment, který musí být rovný případně vyšší než  $M_{ko} = 110 \text{ Nm}$ . Celý katalogový list je součástí přílohy [D].

$P_1$ [kW]	$n_2$ [min <sup>-1</sup> ]	$M_2$ [Nm]	sf	i			
<b>0.37</b>							
71B4 (1400 min <sup>-1</sup> )	23	108	1.7	60		CMP071/063	B14
	19	130	1.3	75		CMP071/063	B14
	18	115	1.0	80	CM063		B5/B14
	16	142	1.6	90		CMP071/063	B14
	14	131	0.9	100	CM063		B5/B14

Obr. 4.7 – Parametry šnekové převodovky [D]



Obr. 4.8 – Šneková převodovka [5]

O pohon této převodovky se bude starat třífázový asynchronní elektromotor TS7124 o výkonu 0,37 kW a jmenovitých otáčkách 1370 ot/min. Elektromotor nabízí na svém eshopu firma RAVEO za 2088 Kč s DPH [6].



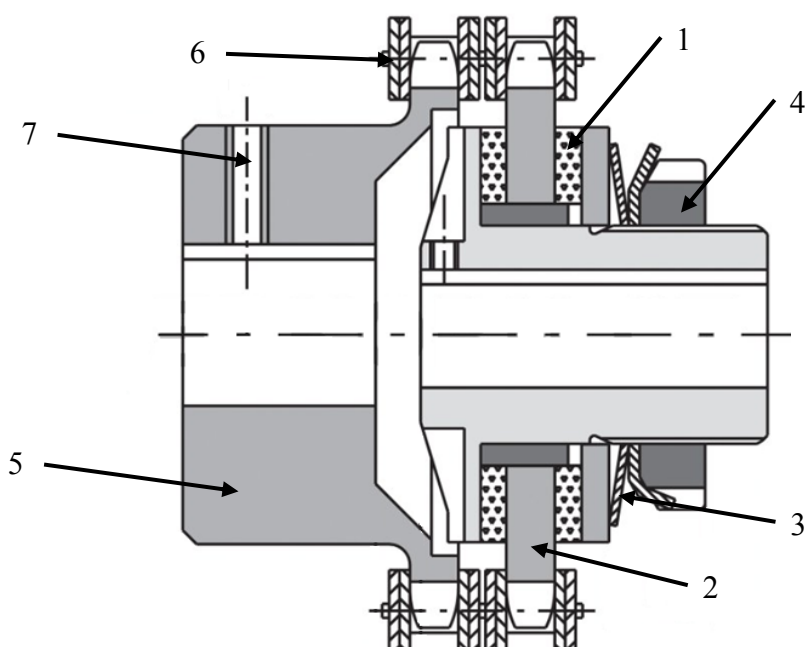
**Obr. 4.9 – Elektromotor TS7124 [6]**

#### **4.2.4 Volba spojky**

Spojka mezi převodovkou a hřídelí ohybového mechanismu plní také pojistnou funkci (Obr. 4.11). Spojka se skládá z třecího omezovače, kdy přenos momentu je realizován přitlakem dvou třecích ploch na boky řetězového kola. Změnou přitlaku, který vyvolává dotažení KM matice zajištěné MB podložkou, můžeme přesně regulovat přenášený moment. Samotná spojka je řetězová. Je tvořena nábojem s řetězovým ozubením, který je spojen s kolem omezovače dvouřadým válečkovým řetězem. Pozici v axiálním směru zajišťuje aretační šroub. Stavba a funkce spojky je patrná z řezu (**Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**). Celý tento komplet nabízí pod označením DF/TAC společnost Haberkorn. Mým parametrům nejlépe odpovídá velikost s označením 1.70 s rozsahem přenášeného krouticího momentu 6 – 210 Nm [7].



**Obr. 4.10-- Momentová spojka DF/TAC [7]**



**Obr. 4.11 - Nákres řezu momentové spojky DF/TAC [7]**

*1 – třecí plochy; 2 – řetězové kolo; 3 – pružina; 4 – KM matice; 5 – náboj spojky; 6 – řetěz;  
7 – řetěz*

#### **4.2.5 Pohon podavače**

Abych mohl navrhnout pohon podavače, musím nejdříve zjistit zatížení, které bude překonávat. Největší zatížení pohonu podavače nastává v okamžiku, když podavač vysouvá zachycený pás ze zásobníku. Pás je zatížen dalšími polotovary nad ním, díky tomu vznikají třecí odporové síly, které musí pohon překonat. Skutečná kapacita zásobníku a tím i velikost

zatížení se odvíjí od celkové produktivity stroje, která je především závislá na rychlosti a dráhách jednotlivých pohonů.

### Doba pohybu podavače

Pohyb podavače zajišťuje lineární aktuátor s trapézovým šroubem. Rychlost pohybu šroubu je  $v_a = 22 \text{ mm/s}$ , dráha pak  $l_a = 102 \text{ mm}$ .

$$t_p = \frac{l_a}{v_a} = \frac{102}{22} = 4,7 \text{ s} \quad (4.26)$$

Kde:

$t_p$  Čas chodu lineárního aktuátoru [s]

### Doba pohybu ohýbacího mechanismu

Ohybový mechanismus pohání šneková převodovka rychlostí  $n_p = 18 \text{ ot/min} = 0,3 \text{ ot/s}$ . Dráha ohybového válečku je  $\alpha = 254^\circ \approx 0,71 \text{ ot}$ .

$$t_o = \frac{\alpha}{n_p} = \frac{0,71}{0,3} = 2,4 \text{ s} \quad (4.27)$$

Kde:

$t_o$  Čas chodu ohybového mechanismu [s]

## Časový průběh provozu stroje

Tab. 3 - Časový průběh chodu stroje

krok	Doba [s]
Pohyb podavače do pracovní pozice	4,7
Prodleva + rozběh motoru	3
Ohyb oka	2,4
Doběh + prodleva + rozběh motoru	5
Návrat do počáteční pozice	2,4
Prodleva + doběh	3
Zpětný pohyb podavače	4,7

Prodleva	2
<b>Celková délka cyklu</b>	<b>27,2</b>

$$p_s = \frac{60}{27,2} = 2,2 \text{ ks/min} \quad (4.28)$$

Kde:

$p_s$  Produktivita stroje [ks/min]

### Velikost zásobníku

Dle zadání má mít zásobník kapacitu na 2 hodiny práce stroje. Kapacitu zásobníku  $n_z$  vypočtu následovně. Maximální hmotnost zásobníku  $m_z$  nastane při naplnění zásobníku velkými pásy o hmotnosti  $m_{vp} = 0,77$  kg.

$$n_z = p_s \cdot 2 \cdot 60 = 2,2 \cdot 2 \cdot 60 = 264 \text{ ks} \quad (4.29)$$

$$m_z = n_z \cdot m_{vp} = 264 \cdot 0,77 = 203,3 \text{ kg} \quad (4.30)$$

### Rozklad sil hmotnosti zásobníku

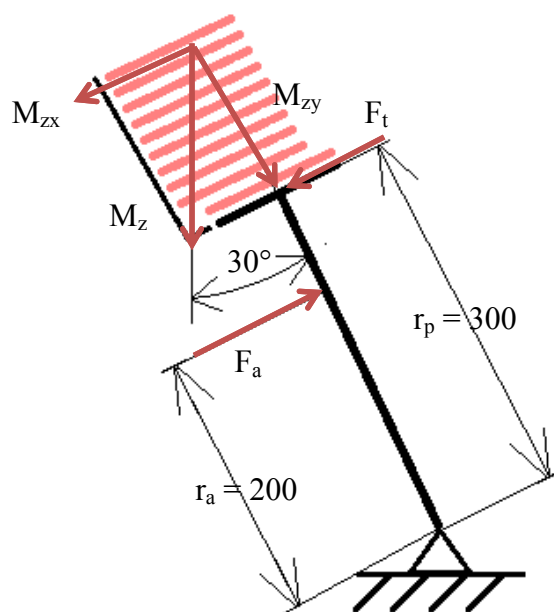
Třecí síla  $F_t$  vzniká na dvou plochách. Na dolní straně polotovaru, která je v kontaktu se dnem zásobníku a na horní straně, kde se dotýká dalších polotovarů v zásobníku. Součinitel tření  $f$  jsem zvolil  $f = 0,2$ , tedy dvojnásobek součinitele pro povrchy ocel – ocel, kvůli možným hranovým otřepům polotovarů.

$$M_{zy} = \cos 30^\circ \cdot m_z \cdot g = \cos 30^\circ \cdot 203,3 \cdot 9,81 = 1727,2 \text{ N} \quad (4.31)$$

$$F_t = M_{zy} \cdot f \cdot 2 = 1727,2 \cdot 0,2 \cdot 2 = 691 \text{ N} \quad (4.32)$$

Kde:

- $M_{zy}$  složka tíhové síly působící na dno zásobníku [N]
- $m_z$  maximální hmotnost zásobníku [kg] (viz. vztah 4.30)
- $g$  gravitační zrychlení [ $\text{m/s}^2$ ]



Obr. 4.12 – Průběh třecí síly

### Kontrola navrženého lineárního aktuátoru

Pro pohyb podavače byla navržena zdvižná mini převodovka HG200K-3,6 (Obr. 4.13) s trapezovým šroubem TR 16 x 3,6 o délce 200 mm [7]. Maximální síla na šroub je dána  $F_{ad} = 2000 \text{ N [E]}$ .

$$F_a = \frac{F_t \cdot r_p}{r_a} = \frac{691 \cdot 300}{200} = 1036,5 \text{ N} \quad (4.33)$$

$F_a < F_{ad} \rightarrow \text{navržený aktuátor vyhovuje}$

Kde:

$F_a$  síla na šroub aktuátoru [N]

$r_p$  poloměr ložné plochy podavače [mm] (Obr. 4.12)



$r_a$  poloměr uchycení pohonu [mm] (Obr. 4.12)



**Obr. 4.13 – Zdvížná minipřevodovka [7]**

### **4.3 MKP analýzy**

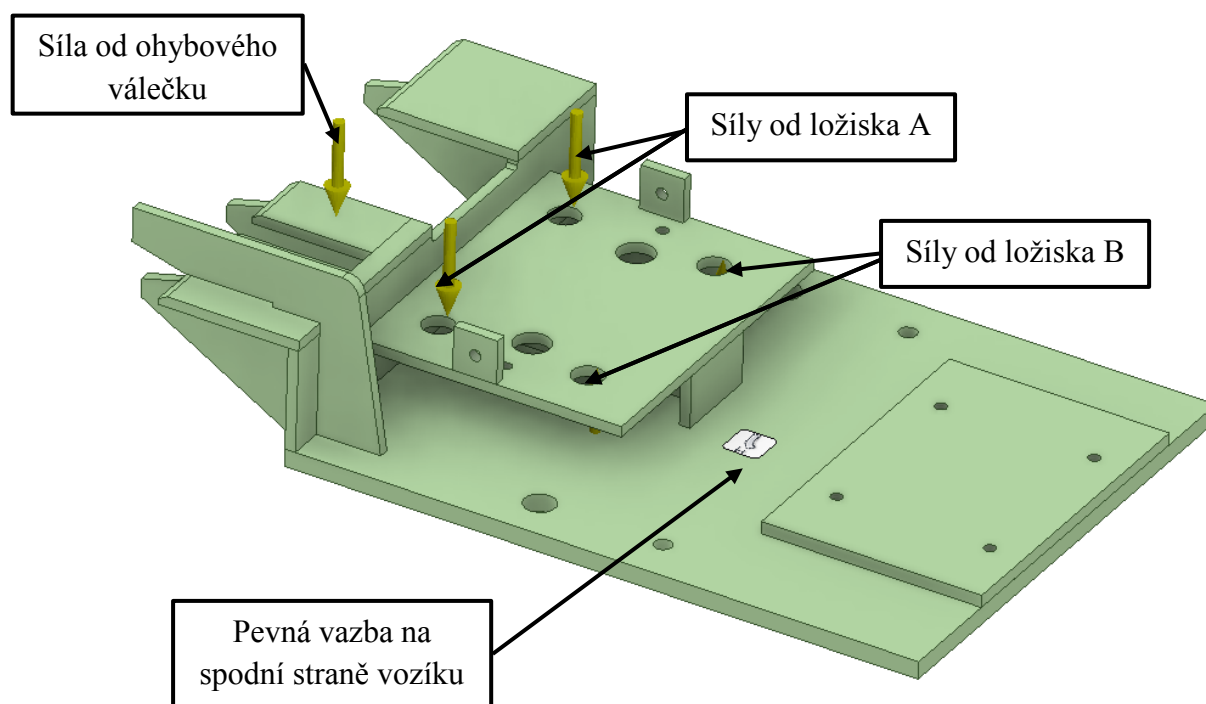
MKP analýzy jsem použil ke kontrole složitějších konstrukcí svařenců, kde by bylo analytické řešení velmi náročné. Analýzy jsem provedl v programu Autodesk Inventor 2019.

#### **4.3.1 MKP analýza vozíku**

Vozík je hlavním nosným prvkem pro posuvný ohybový mechanismus, který také způsobuje namáhání vozíku. Největší zatížení vzniká při dotlačení ohybového válečku na opěrnou plochu vozíku. V tento okamžik působí na vozík síla, kterou vyvozuje ohybový váleček (Obr. 4.14). V analýze jsem jako působiště síly zvolil část opěrné plochy, na kterou dosedne ohybový váleček. Další namáhání způsobují síly zachycené v ložiskách ohybového hřídele. Působiště těchto sil jsem volil na hranu děr pro šrouby, kterými jsou ložiska ukotvena. Na každý otvor z dvojice působí polovina zatěžující síly. Vozík je za provozu pevně ukotven šrouby ke zbytku rámu, proto jsem na spodní stranu vozíku umístil pevnou vazbu. Svary mezi jednotlivými částmi jsem nahradil vázanými dotyky. Konstrukce pevného mechanismu je podobná, rozdíly jsou pouze u částí, které nemají vliv na pevnost konstrukce. Vstupní informace jsem sepsal do tabulky 4.

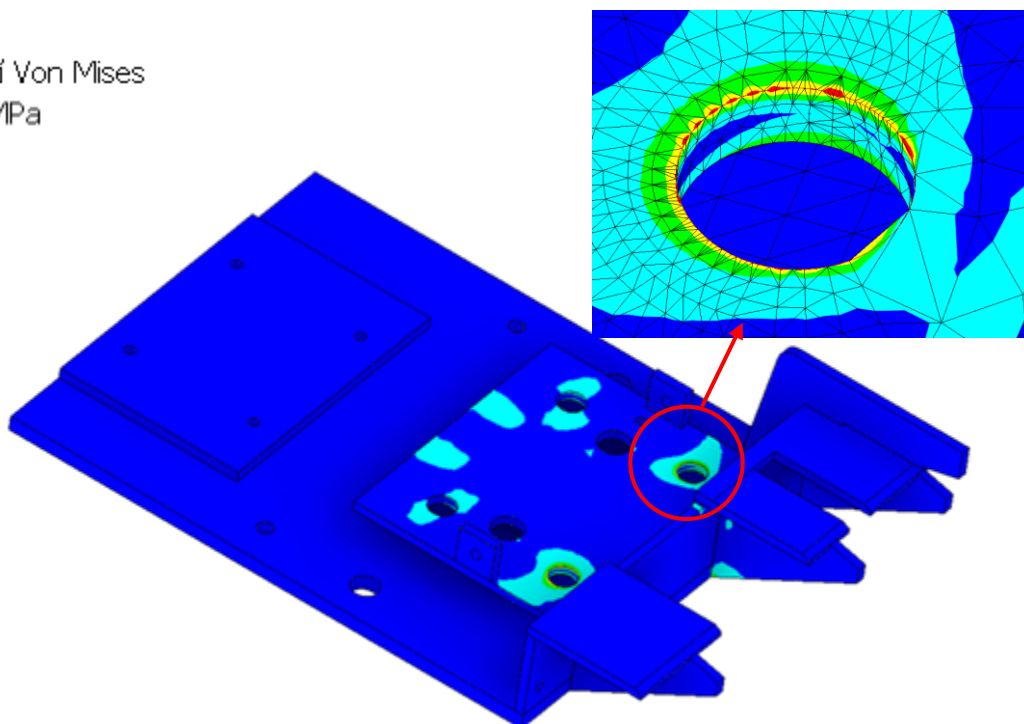
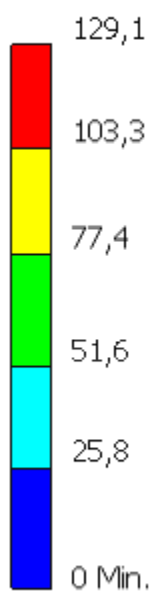
**Tab. 4 – Vstupní hodnoty analýzy vozíku**

Materiál konstrukce:	11 523
Dotyky:	Vázané, separace (v místě kde nelze umístit svar)
Síla od ohybového válečku	3143 N
Síly od ložiska A	3032 N
Síly od ložiska B	1460,5 N



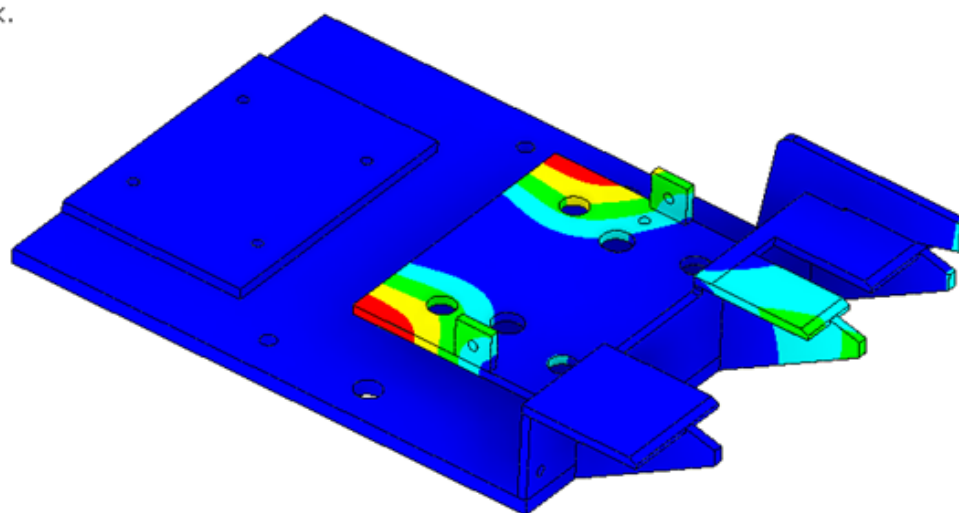
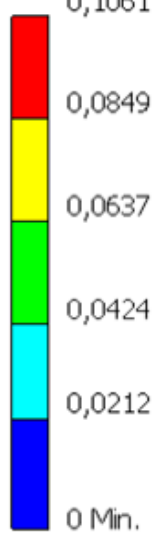
**Obr. 4.14 – Rozložení zatížení na vozíku**

Typ: Napětí Von Mises  
Jednotka: MPa



Obr. 4.15 – Průběh napětí na vozíku

Typ: Posunutí  
Jednotka: mm  
0,1061 Max.



Obr. 4.16 – Průběh posunutí na vozíku

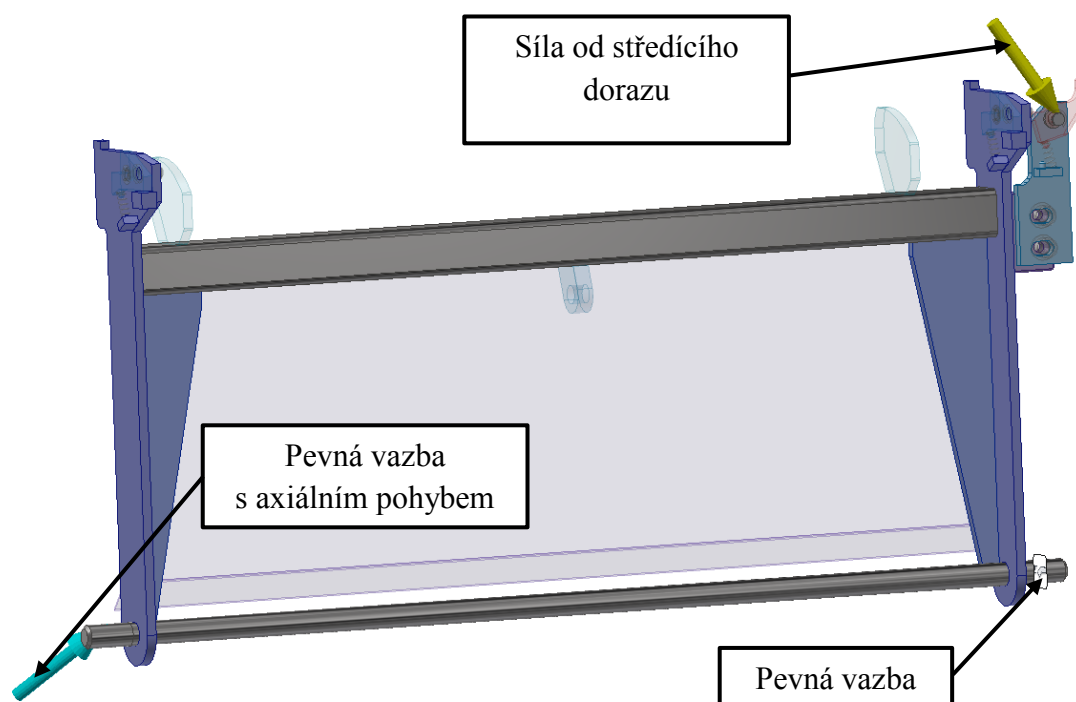
Z analýzy vyplývá maximální zatížení 129 MPa v místě ukotvení ložiska A (Obr. 4.15). Toto zatížení je menší než mez kluzu materiálu konstrukce, která pro použitou ocel 11 523 činí  $R_a = 300$  MPa. Skutečné zatížení bude menší díky příznivějšímu rozložení síly na ploše podložky oproti simulované hraně. Posunutí jsou vzhledem ke své velikosti zcela zanedbatelné, jak ukazuje Obr. 4.16. Analýza prokázala, že konstrukce vydrží a je dostatečně dimenzována.

#### 4.3.2 MKP analýza vozíku

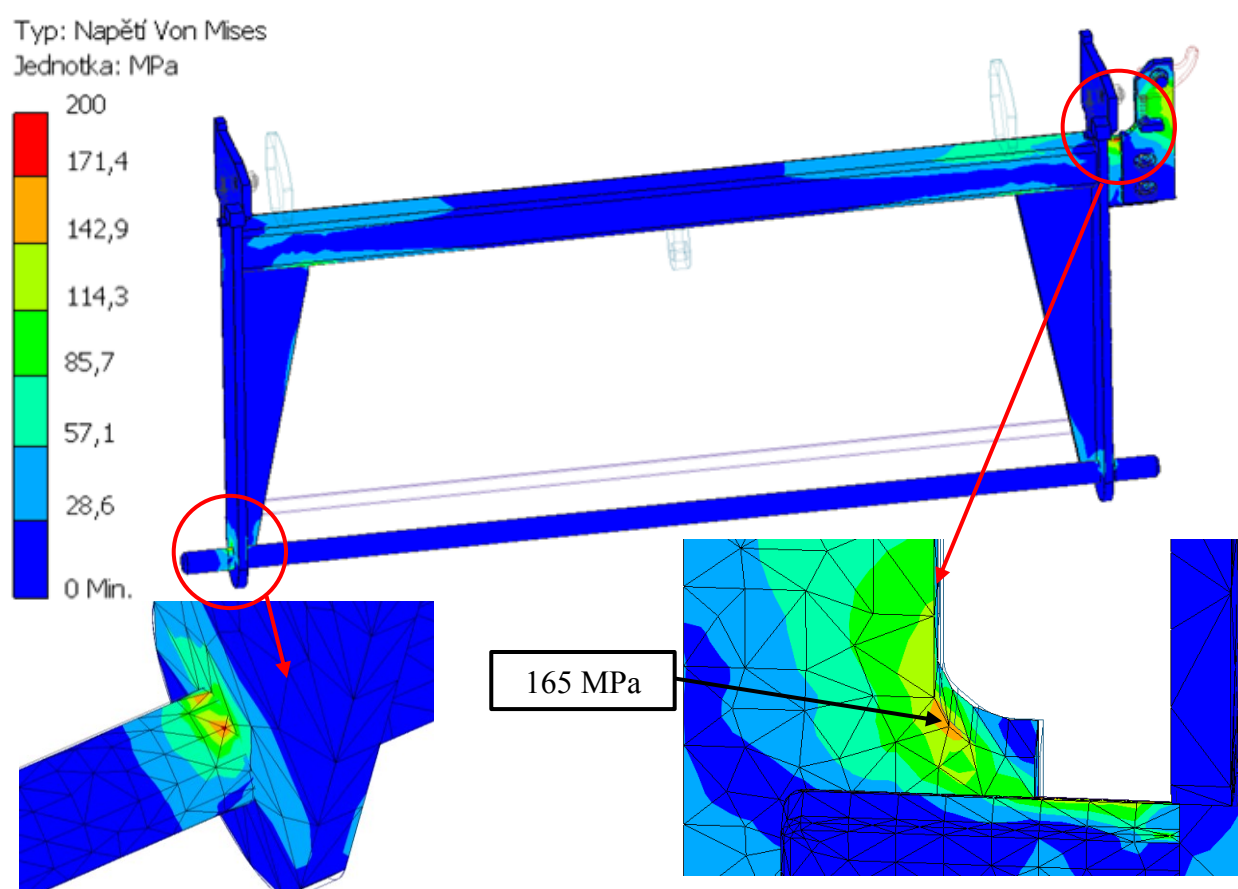
Největší namáhání podavače vzniká v průběhu ohýbání, kdy středící doraz brání podélnému posunu pásu. Takto vznikající síla se přenáší na konstrukci podavače. Z analýzy jsem vynechal nezatížené součásti a samotný středící doraz (Obr. 4.17). Jako zatěžující sílu jsem použil reakce, které zachycuje čep středícího dorazu vypočítané při rozkladu sil pro ložiska v kapitole 4.2.1. Svarové spoje jsem nahradil vázanými dotyky. Uložení v ložiscích jsem simuloval použitím pevných vazeb, kde stejně jako u ložisek jedno má umožněný axiální pohyb.

**Tab. 5 – Vstupní hodnoty analýzy podavače**

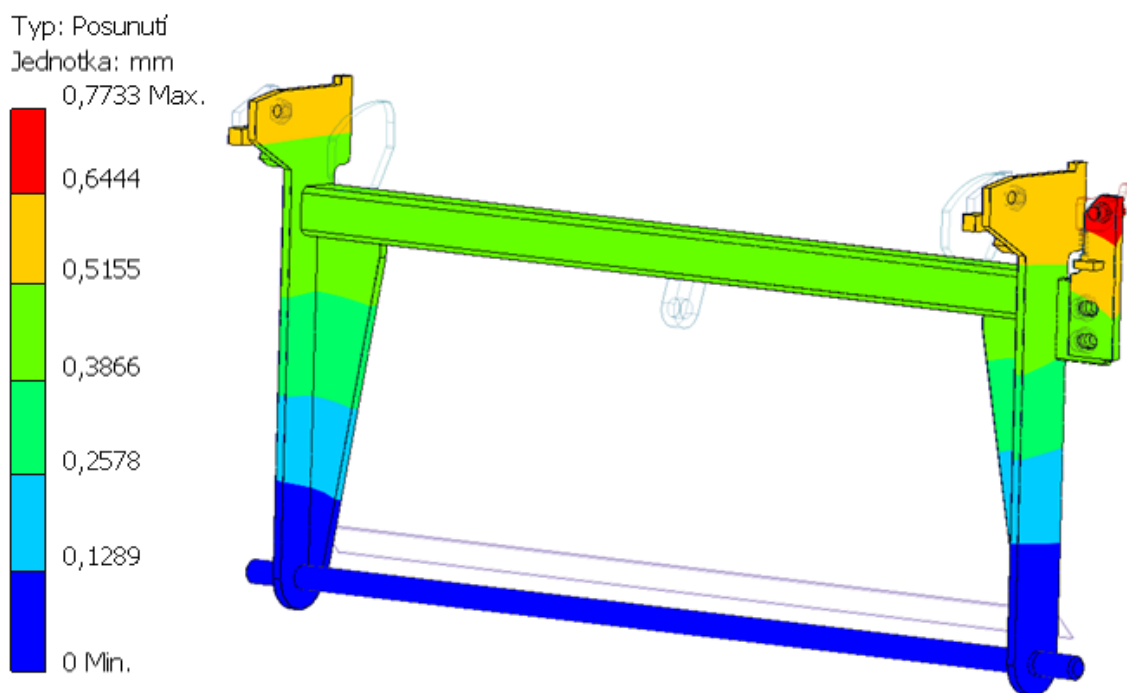
Materiál konstrukce	11 523
Dotyky	Vázané
Síla od středícího dorazu složka x	1122 N
Síla od středícího dorazu složka y	1603 N
Celková síla	1956,7 N



Obr. 4.17 – Rozložení zatížení na podavači



Obr. 4.18 – Průběh napětí na podavači



**Obr. 4.19 – Průběh posunutí na podavači**

Z analýzy vyplývá, že největší zatížení vzniká na ložiskovém čepu (Obr. 4.18). Vzhledem k analyticky vypočítaným hodnotám se jedná o lokální špičku vzniklou nepřesností výpočtu. Důležitějším místem kontroly je nosné rameno středícího dorazu, kde vzniká napětí 165 MPa (Obr. 4.18). Vzhledem k použitému materiálu 11 523, který má mez kluzu  $R_a = 300$  MPa je navržená konstrukce po pevnostní stránce vyhovující. Největší posunutí 0,77 mm vzniká na čepu středícího dorazu (Obr. 4.19). Vzhledem k přesnosti ok je toto posunutí akceptovatelné, pokud by způsobovalo nepřesnosti výroby, je možné jej kompenzovat posunutím dorazu.

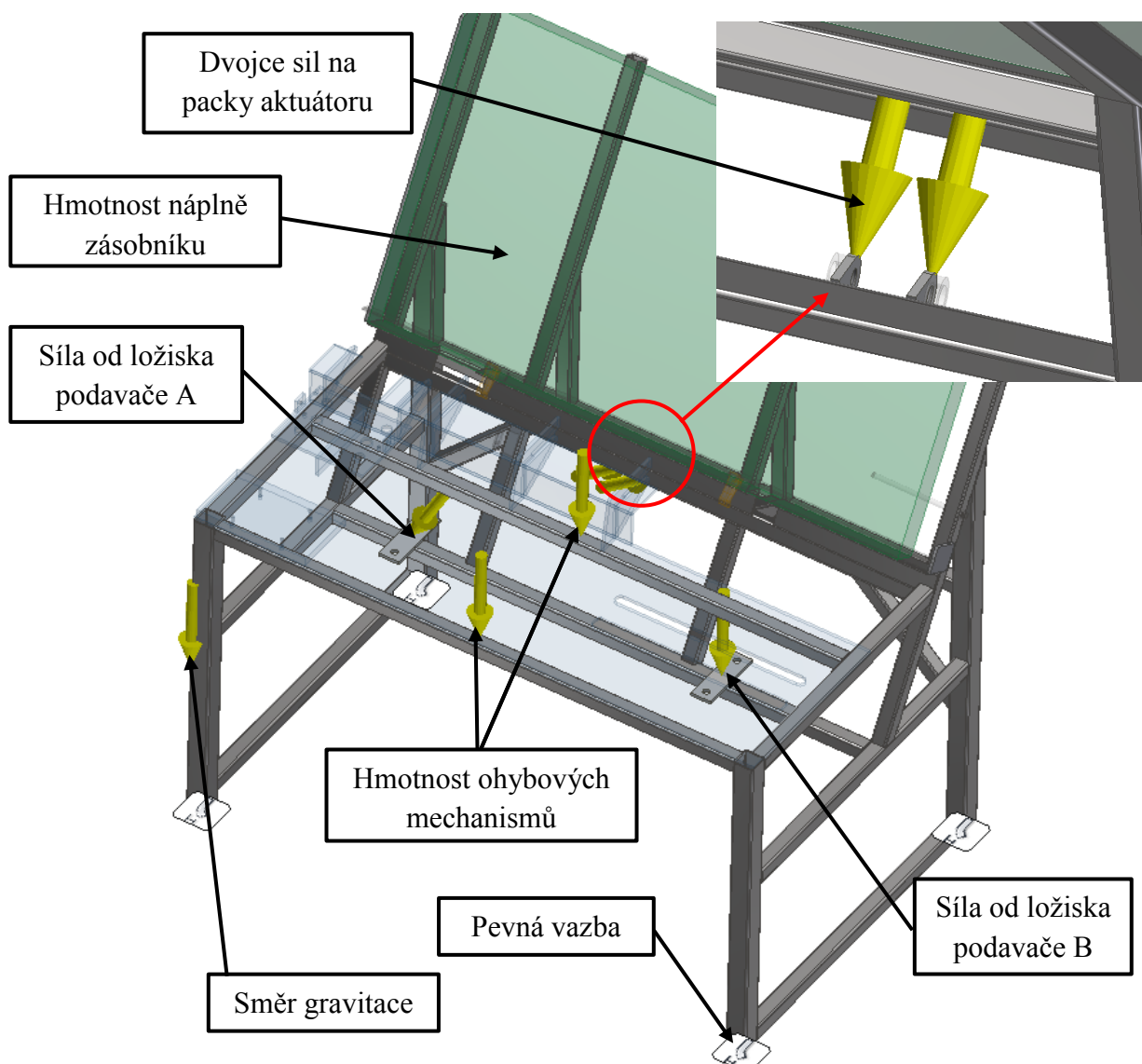
#### **4.3.3 MKP analýza rámu**

Rám je největším svařencem stroje, proto abych zjednodušil výpočet simulace, nezahrnul jsem do ní nezatížené díly. Největší zatížení rámu vzniká od náplně zásobníku. V simulaci jsem toto zatížení znázornil kvádrem o stejných rozměrech a hmotnosti jako by měl náklad zásobníku. Maximální hmotnost zásobníku je 203,3 kg, jak jsem spočítal v kapitole 4.2.5. Aby se projevily účinky zátěže zavedl jsem do simulace gravitaci. Dalšími silami, které působí na rám, jsou síly přenášené od ložisek podavače. Na rám se také přenáší síla vyvolaná ve šroubu lineárního aktuátoru a zatěžuje packy, za které je aktuátor ukotven. Jako zatížení budu také počítat hmotnost ohybových mechanismů, která činí 83kg tedy 814,2 N. Z vazeb jsem použil 4 × vazbu pevná na patky nohou, v místě kde se budou dotýkat podlahy. Svary

jsem nahradil vázanými dotyky a dotyk mezi zásobníkem a jeho náplní a dotykem posouvání bez oddělení.

**Tab. 6 – Vstupní hodnoty analýzy rámu**

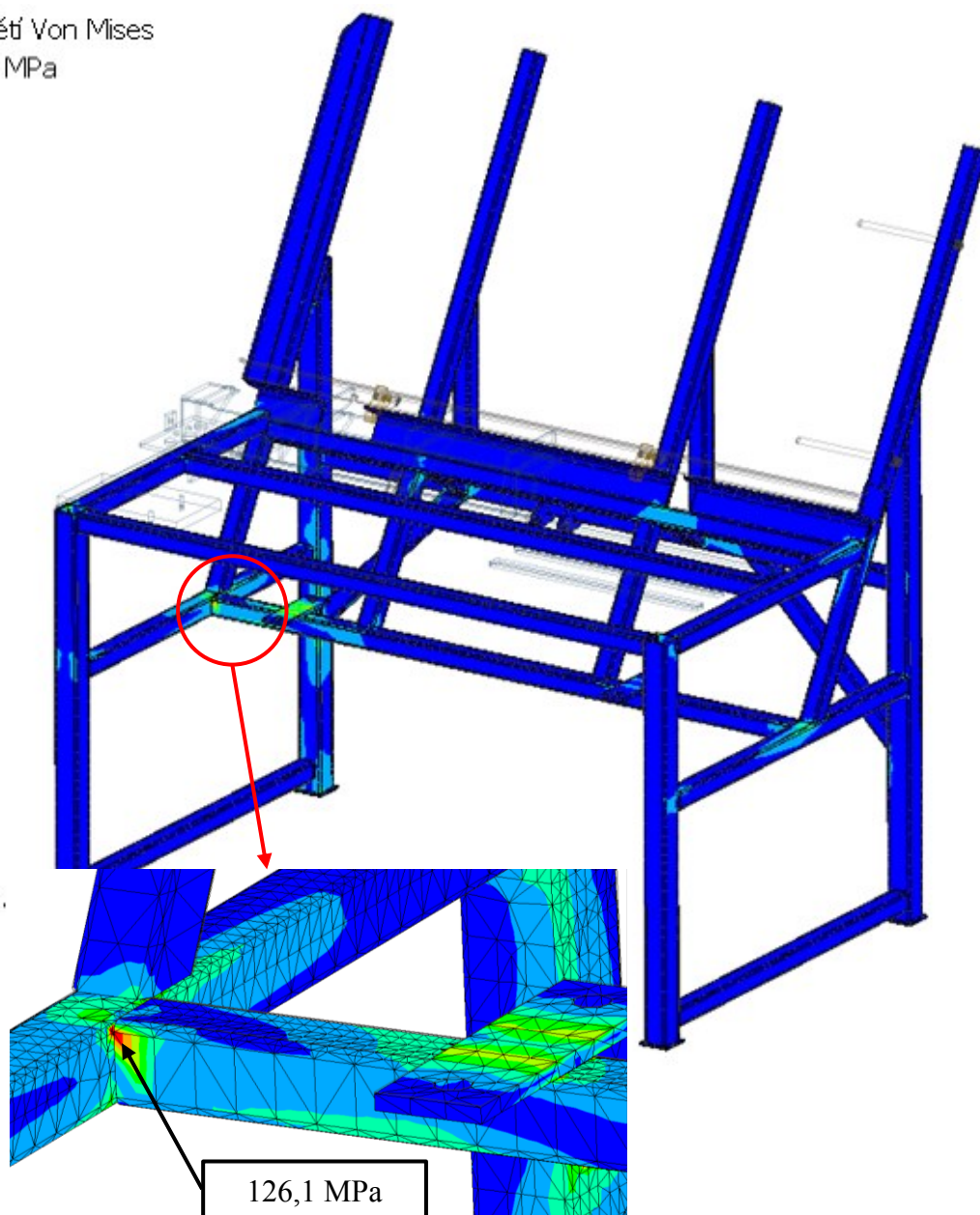
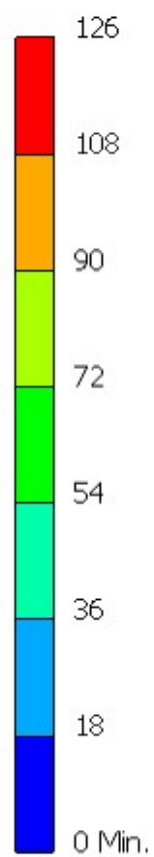
Materiál konstrukce	11 523
Dotyky	Vázané
Hmotnost náplně zásobníku	202,3 kg
Hmotnost ohybových mechanismů	814,2 N
Dvojce sil na packy aktuátoru	518,25 N
Radiální síla od ložiska A podavače	1122 N
Axiální síla od ložiska A podavače	2181 N
Radiální síla ložiska B podavače	578 N



**Obr. 4.20 – Rozložení zatížení na rámu**

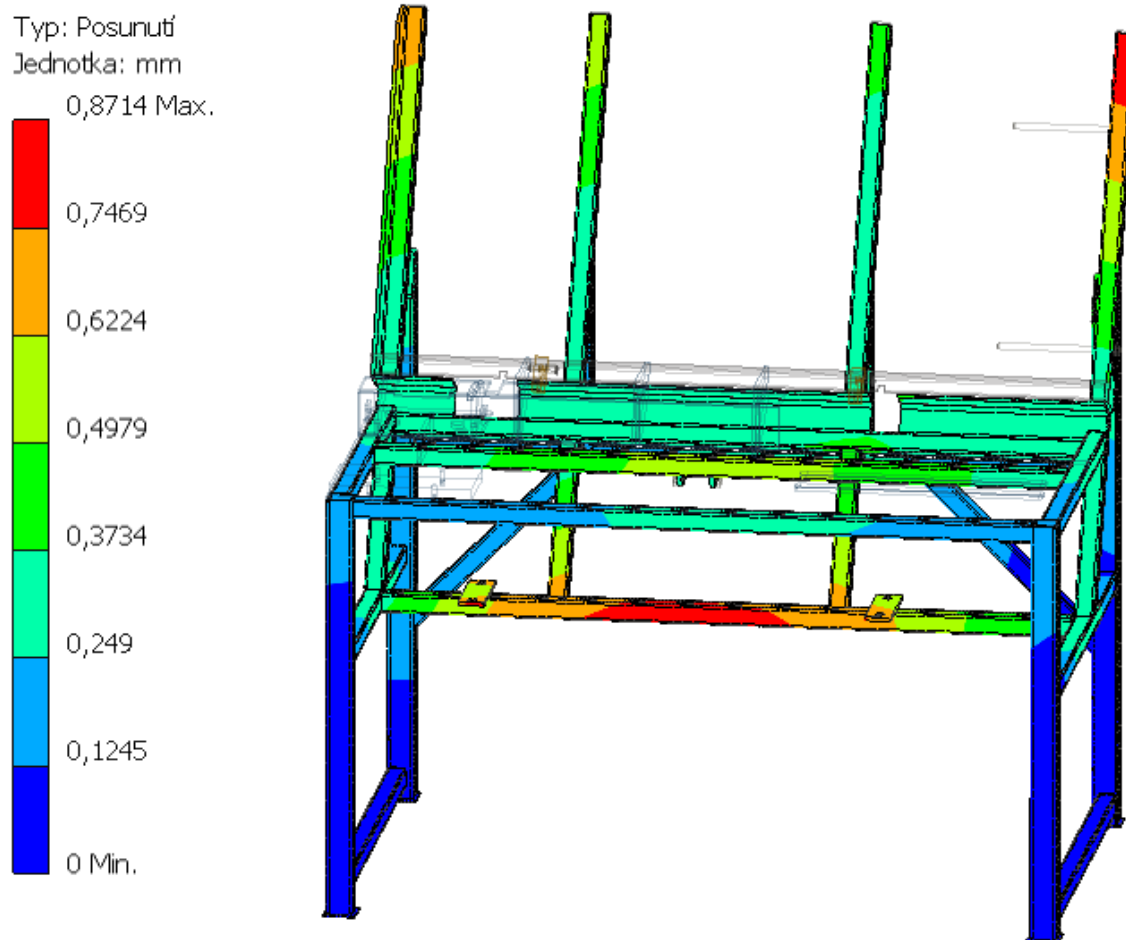


Typ: Napětí Von Mises  
Jednotka: MPa



Obr. 4.21 – Průběh zatížení na rámu





**Obr. 4.22 – Průběh posunutí na rámu**

Z výsledku simulace (Obr. 4.21) vidím, že nejnamáhanější místa vznikají v oblasti ložiska podavače A. Maximální zatížení se pohybuje kolem hodnoty 126 MPa, což vzhledem k materiálu 11 523 s  $Re = 300$  MPa znamená dostatečnou bezpečnost konstrukce. Největší deformace konstrukce (Obr. 4.22) nastává v polovině profilu nesoucího podavač. V místě ukotvení ložisek je výchylka okolo 0,6 mm. Tato výchylka je přijatelná a naklopení ložisek podavače ji bez problémů vyrovná.

## 5 Závěr

Cílem mé bakalářské práce bylo navrhnout konstrukci automatické ohýbačky k výrobě koncových ok pásových brzd Zetor 7011 2926 a 3711 2901. Nejdříve jsem se seznámil s výrobním procesem a současným stavem, jak je operace prováděna. K získání dalších poznatků jsem provedl experimentální měření, abych zjistil průběh sil během ohýbání.

Na základě získaných podkladů jsem navrhl dvě varianty řešení konstrukce. Z navržených variant jsem vybral tu, která je dle mého názoru nejvhodnější a zpracoval kompletní 3D návrh konstrukce. Nejsložitější částí pro návrh byly ohybové mechanismy, které vykonávají hlavní pracovní pohyb, tedy ohýbání pásů. Dalším navrženým celkem je podavač, který má na starost manipulaci s materiálem mezi zásobníkem a ohybovým mechanismem. Vstupní materiál je uložen v zásobníku s kapacitou 264 kusů. Kapacita zásobníku je dimenzována na dvě hodiny provozu, jak požaduje zadání. Zásobník je součástí rámu tvořeného z čtyřhranných dutých profilů. Všechny požadavky na konstrukci dané zadáním byly úspěšně splněny.

V práci jsem neuvedl úplně všechny výpočty, především kvůli rozsahu práce a zaměřil jsem se hlavně na nejkritičtější části konstrukce. Vyčíslením výrobní ceny navrženého stoje jsem se příliš nezabýval především proto, že nemám praktické zkušenosti, a tím by můj odhad nebyl relevantní. Uvedl jsem pouze známé ceny kupovaných komponentů a při návrhu jsem se snažil vyhnout použití drahých výrobních operací.

## 6 Seznam použité literatury

- [1] Pásová brzda. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/P%C3%A1sov%C3%A1\\_brzda](https://cs.wikipedia.org/wiki/P%C3%A1sov%C3%A1_brzda)
- [2] Pás ruční brzdy, velký | S-PRASEK s.r.o.. [online]. Copyright © ARSYLINE 2020 [cit. 12.05.2020]. Dostupné z: <https://www.s-prasek.cz/cs/pas-rucni-brzdy-velky/p-142/>
- [3] TSCALE CR, 100kg/50g Závěsná váha s provozem na baterie | Pokladny-vahy.cz. Pokladny-vahy.cz - specialista na prodej pokladen a vah [online]. Copyright © [cit. 13.05.2020]. Dostupné z: [https://www.pokladny-vahy.cz/vahy-zavesne-a-jerabove/tscale-cr--100kg-50g/?gclid=Cj0KCQjwka\\_1BRCPARIsAMlUmEqAmaYXCH1Olv\\_1TKwXD-hJ2Mc2ocjHcRNth4-7An1YnEeR4QXk2EkaArMoEALw\\_wcB](https://www.pokladny-vahy.cz/vahy-zavesne-a-jerabove/tscale-cr--100kg-50g/?gclid=Cj0KCQjwka_1BRCPARIsAMlUmEqAmaYXCH1Olv_1TKwXD-hJ2Mc2ocjHcRNth4-7An1YnEeR4QXk2EkaArMoEALw_wcB)
- [4] Ložiskové těleso UBC UCP 206 šedé průměr 30 mm | Conrad.cz. Conrad Electronic - velkoobchod s moderní elektronikou a technikou [online]. Copyright © [cit. 14.05.2020]. Dostupné z: <https://velkoobchod.conrad.cz/loziskove-teleso-ubc-ucp-206-sede-prumer-30-mm.k197167>
- [5] Šnekové převodovky : Šneková převodovka CM063. *Motory - převodovky* | ESHOP [online]. Dostupné z: <http://www.motory-prevodovky.cz/prevodovky/snekove-prevodovky/snekova-prevodovka-cm063-detail>
- [6] Třífázové elektromotory 4 pólové : Třífázový elektromotor - 0,37 kW, 4 pól. *Motory - převodovky* | ESHOP [online]. Dostupné z: <http://www.motory-prevodovky.cz/elektromotory/asynchronni-motory/trifazove-elektromotory-4-polove/trifazovy-elektromotor-0-37-kw-detail>
- [7] Sada spojky TAC N00449 - Haberkorn. Eshop s komponenty pro stavbu strojů - Haberkorn [online]. Copyright © Haberkorn s.r.o. [cit. 14.05.2020]. Dostupné z: <https://eshop.haberkorn.cz/sada-spojky-tac-sada-spojky-tac-1-3.html>
- [8] P převodovka HG200K | T.E.A. TECHNIK s.r.o.. T.E.A. TECHNIK s.r.o. - lineární vedení a pohony [online]. Copyright © Teatechnik 2020 [cit. 14.05.2020]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/typ-hg200k/>

## **7 Seznam přílohy**

Příloha A – Obrázky funkce stroje

Příloha B – Katalogový list ložiskového tělesa UCP 206

Příloha C – Katalogový list ložiskového tělesa UCP 202

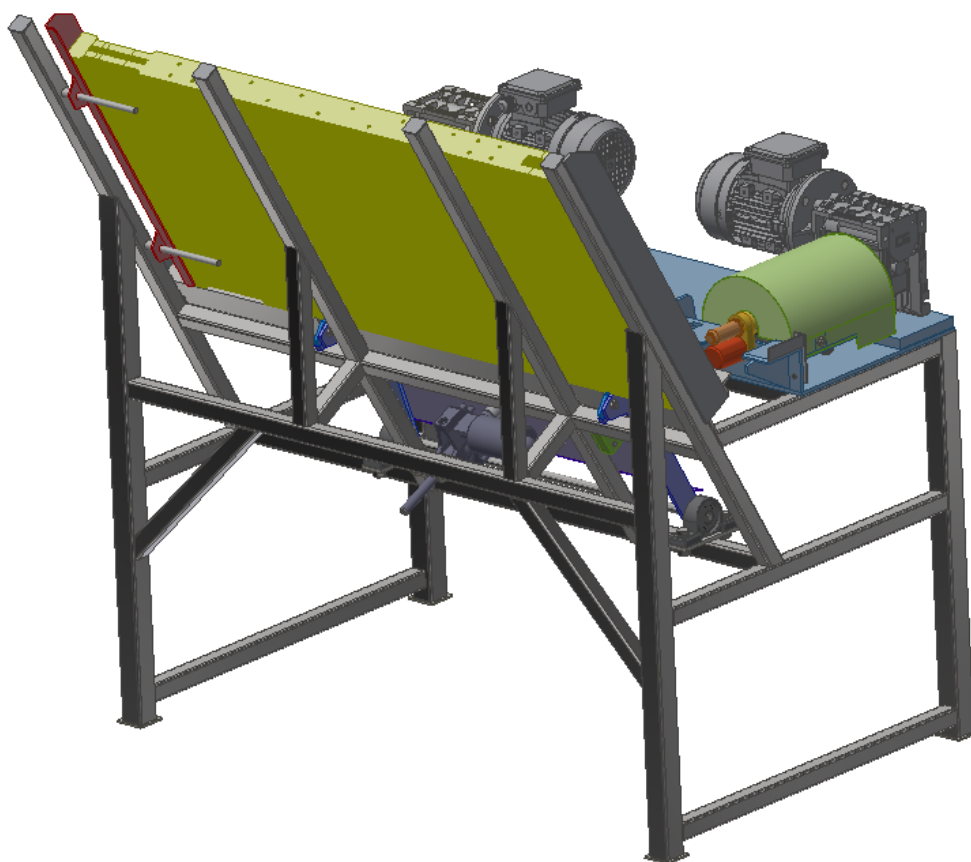
Příloha D – Katalogový list šnekové převodovky

Příloha E – Katalogový list lineárního aktuátoru

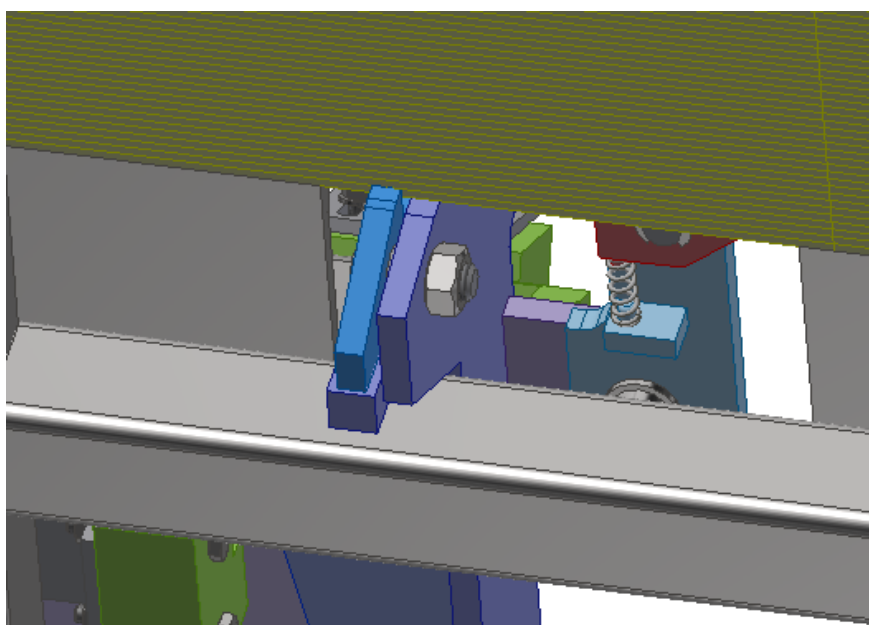
### **Seznam výkresové dokumentace**

<b>Název</b>	<b>Číslo výkresu</b>
Velký pás	MAT0379-V901
Malý pás	MAT0379-V902
Ohýbačka	MAT0379-S100
Posuvný ohybový mechanismus	MAT0379-S102
Vozík	MAT0379-S001
Ohybový hřídel	MAT0379-V001

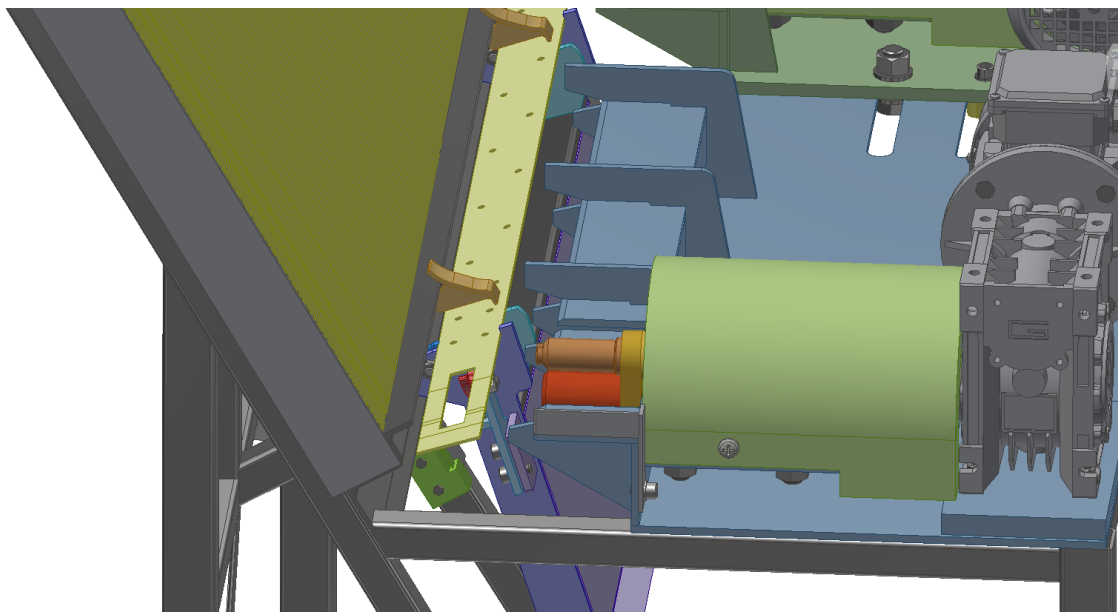
## Příloha A



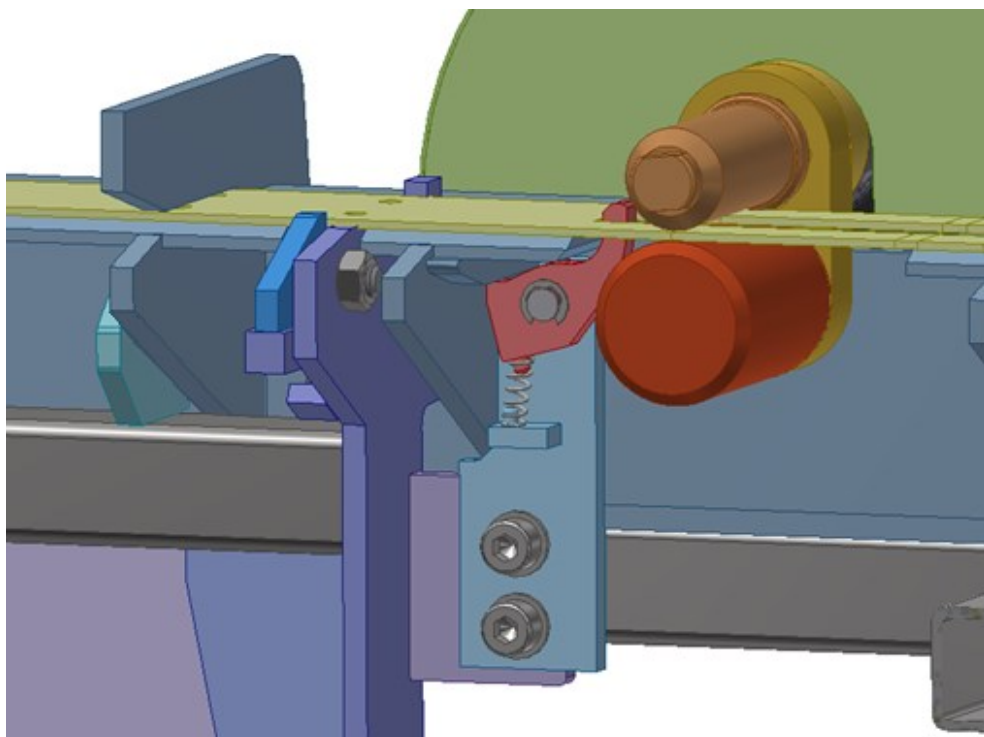
**Obr. 1. Ohýbačka s naplněným zásobníkem**



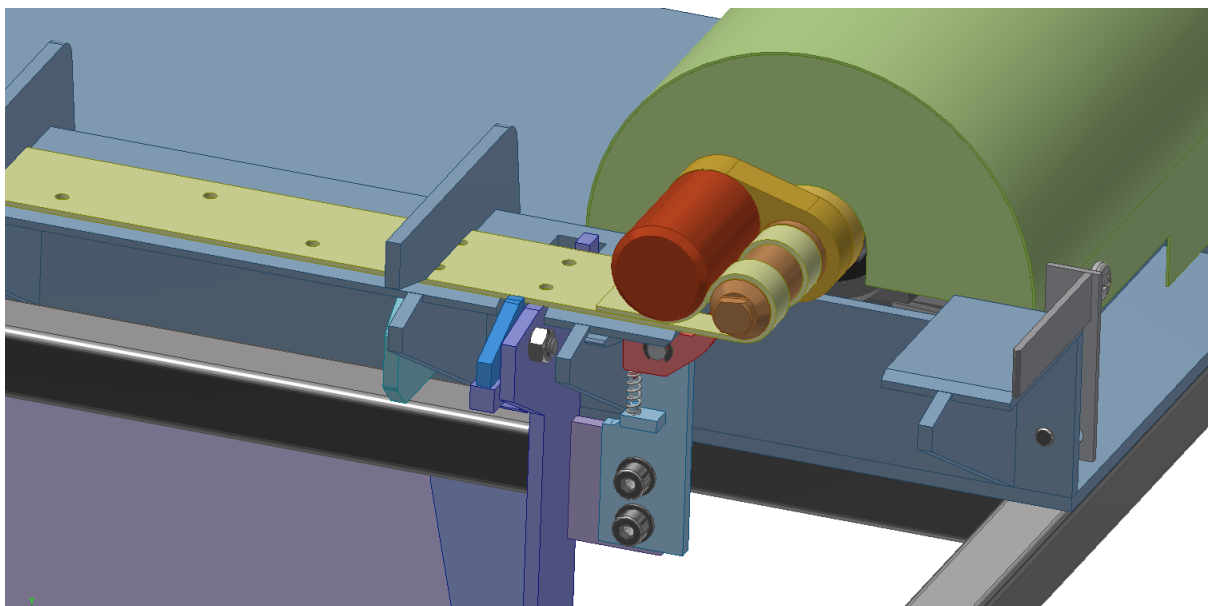
**Obr. 2. Detail otočného dorazu**



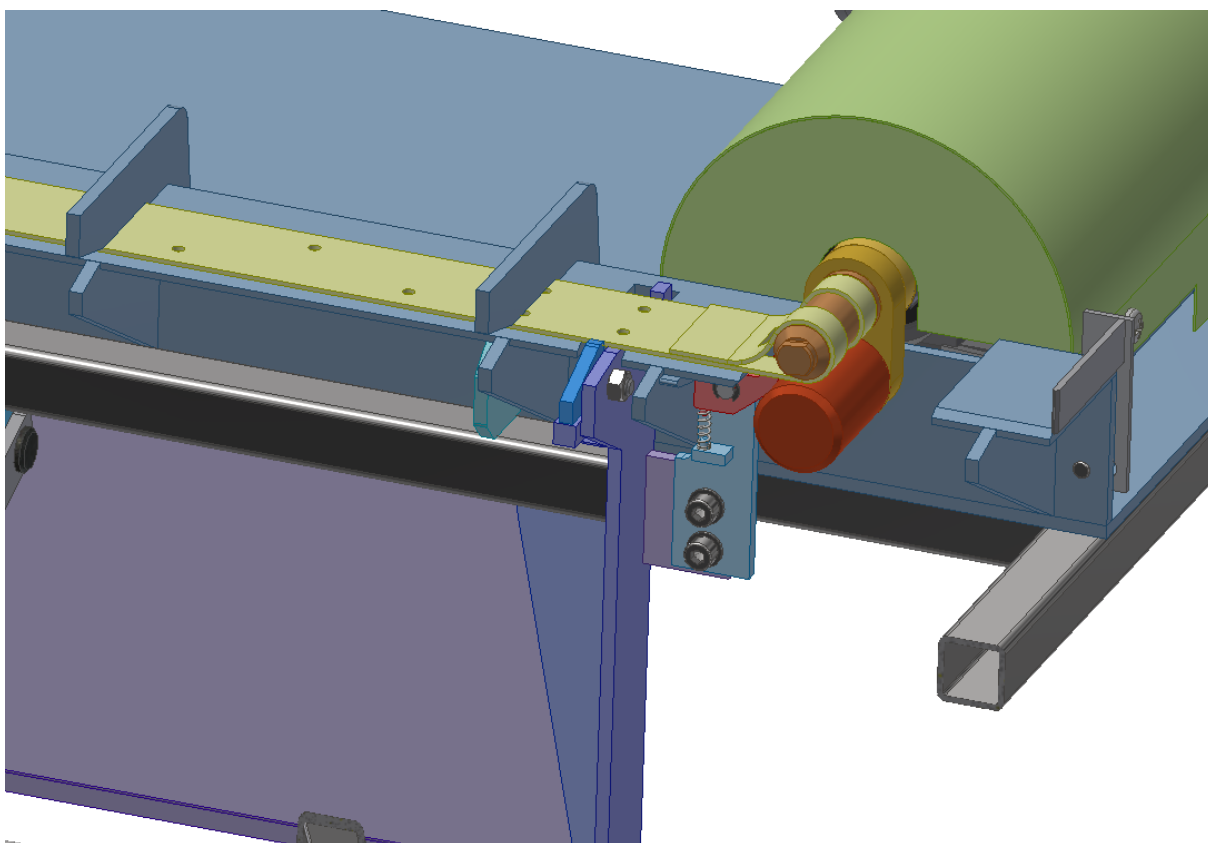
**Obr. 3. Nadzvednutí vyhazovače**



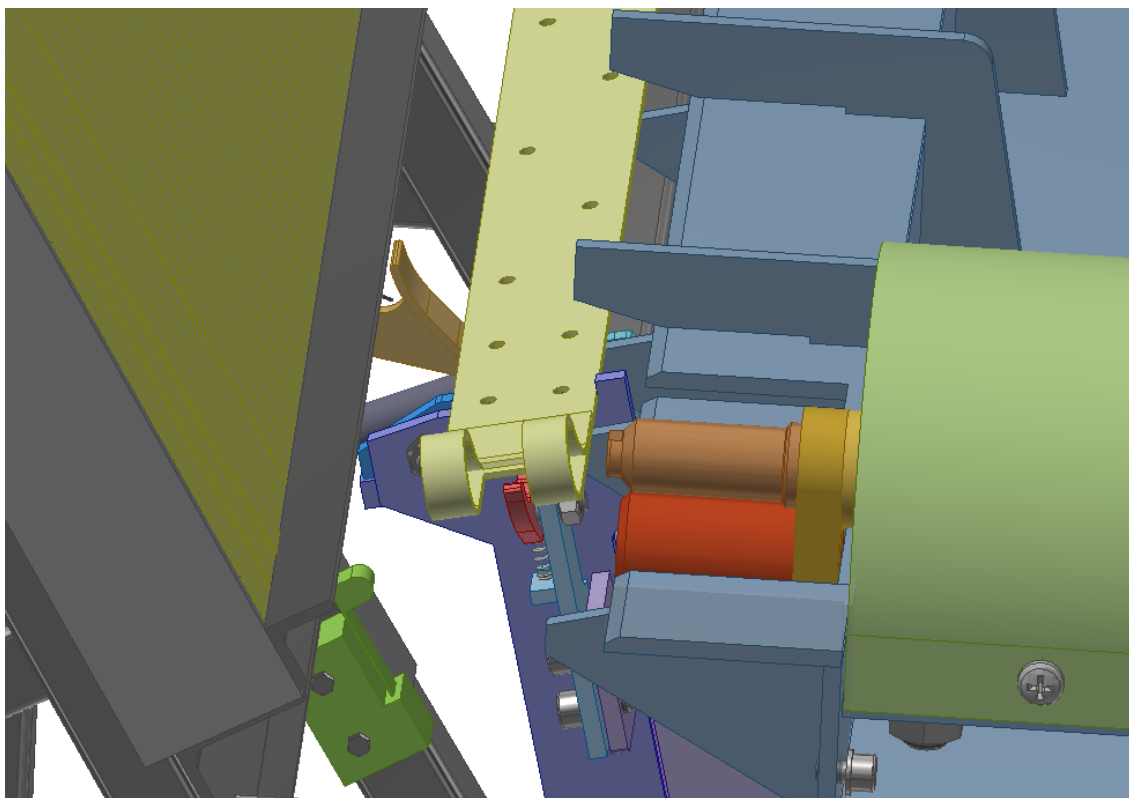
**Obr. 4. Podavač v pracovní pozici**



**Obr. 5. Ohybový váleček v koncové poloze**

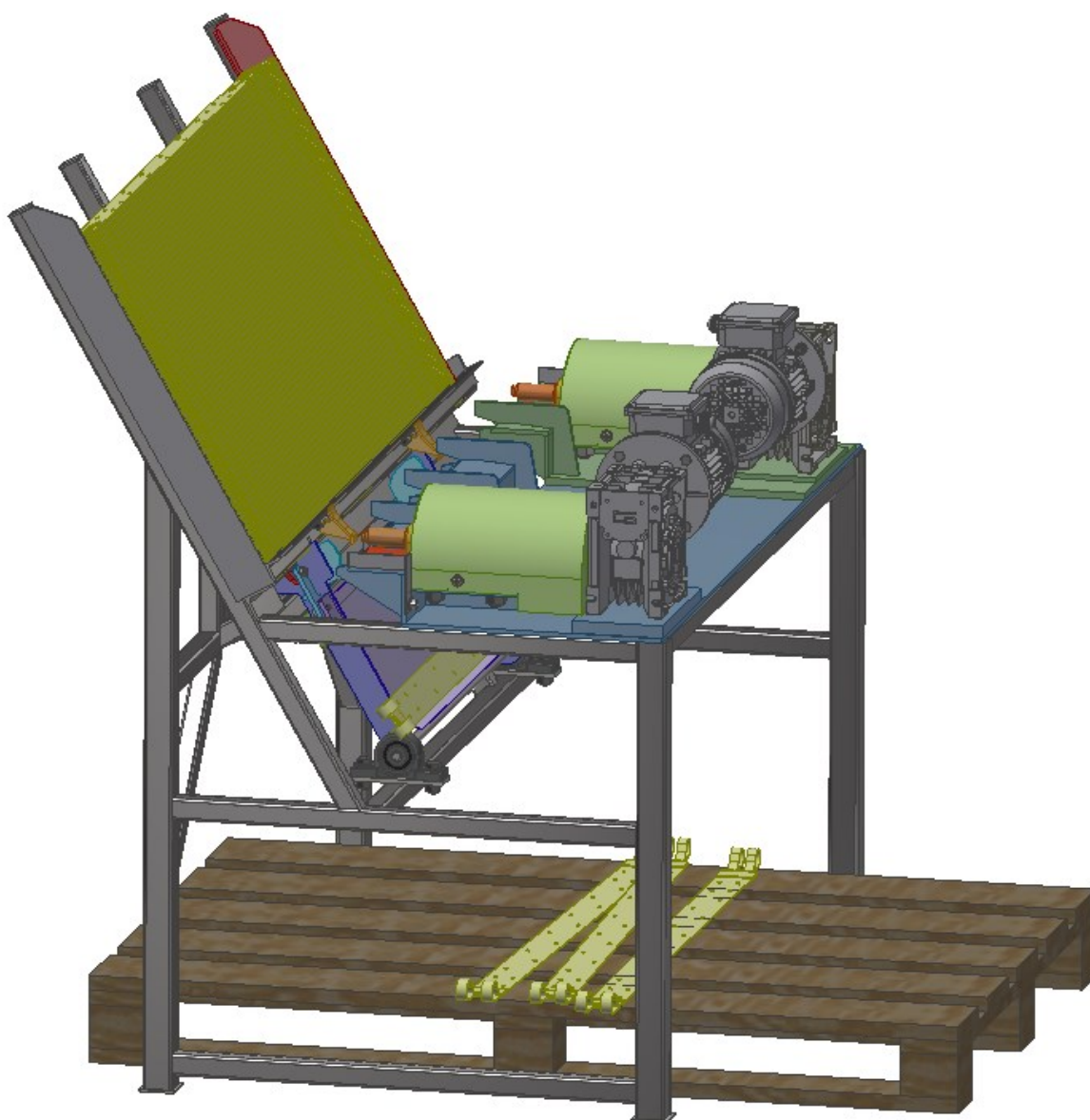


**Obr. 6. Ohybový váleček v počáteční poloze**



**Obr. 7. Vyhození polotovaru**





**Obr. 8. Ohýbačka s paletou pro odběr hotových výrobků**

## Příloha B

### DATENBLATT Data sheet



### ARTIKELNUMMER: UCP206

Part Number:

### BESCHREIBUNG:

Description:

Stehlagereinheit, Graugussgehäuse, mit langem Fuß, Spannlager mit Gewindestiften im Innenring

Plummer block housing unit, cast iron housing, with long base, radial insert ball bearing with grub screws in inner ring

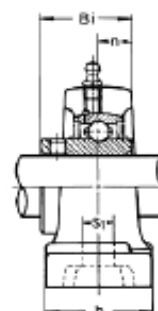
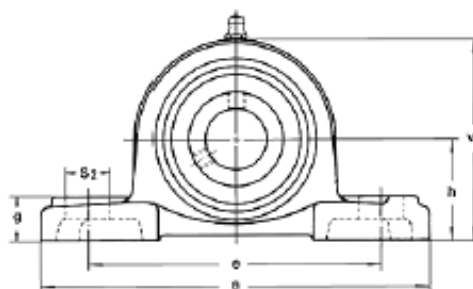
### TECHNISCHE DATEN

Technical data

ABMESSUNGEN: METRISCH (mm)  
Dimensions: Metric (mm)

d: 30,00  
h: 42,90  
a: 160,00  
e: 121,00  
b: 45,00  
s1: 17,00  
s2: 20,00  
g: 17,00  
w: 82,00  
Bi: 38,10  
n: 15,90

Fußloch: M12



GEWICHT: 1,29 kg  
Weight:

TRAGZAHLEN: Dynamisch: 19500 N  
Load rates: Dynamic:

Statisch: 11200 N  
Static:

### FARBE

GEHÄUSE: Schwarzgrau matt (RAL 7021)  
Colour housing: Blackgray dull (RAL7021)

### MATERIAL:

Material:

Spannlager: 100Cr6  
Bearing insert:

Gehäuse: Grauguss GG20  
Housing: Gray cast iron GG20

Schmierung: Lithium Seifenfett -30°C bis +120°C  
Lubrication: Lithium soap grease -30°C to +120°C

### SONSTIGE ANGABEN:

Further specification:

### CONRAD ARTIKEL-NR.:

Conrad part-number:

197167

### ZOLL-TARIF-NR.:

Customs tariff number:

84832000

Lagergehäuse mit eingebautem Wälzlager  
Bearing housings, incorporating ball or roller bearings

## Příloha C

### DATENBLATT Data sheet



#### ARTIKELNUMMER: UCP202

Part Number:

#### BESCHREIBUNG:

Description:

Stehlagereinheit, Graugussgehäuse, mit langem Fuß, Spannlager mit Gewindestiften im Innenring

Plummer block housing unit, cast iron housing, with long base, radial insert ball bearing with grub screws in inner ring

#### TECHNISCHE DATEN

Technical data

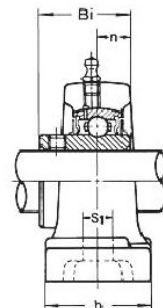
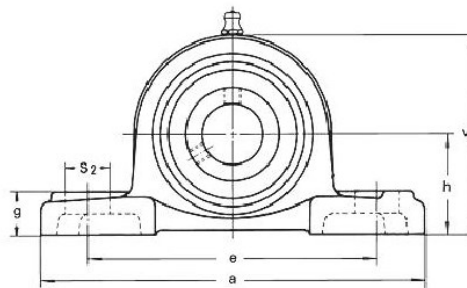
#### ABMESSUNGEN: METRISCH (mm)

Dimensions:

Metric (mm)

d: 15,00  
h: 33,30  
a: 127,00  
e: 95,00  
b: 38,00  
s1: 13,00  
s2: 19,00  
g: 14,00  
w: 65,00  
Bi: 31,00  
n: 12,70

Fußloch: M10



**GEWICHT:** 0,68 kg  
Weight:

**TRAGZAHLEN:** Dynamisch: 12800 N  
Load rates: Dynamic:

Statisch: 6650 N  
Static:

#### FARBE

**GEHÄUSE:** Schwarzgrau matt (RAL 7021)  
Colour housing: Blackgray dull (RAL7021)

#### MATERIAL:

Material:

**Spannlager:** 100Cr6  
Bearing insert:

**Gehäuse:** Grauguss GG20  
Housing: Gray cast iron GG20

**Schmierung:** Lithium Seifenfett -30°C bis +120°C  
Lubrication: Lithium soap grease -30°C to +120°C

#### SONSTIGE ANGABEN:

Further specification:

**CONRAD ARTIKEL-NR.:** 197128  
Conrad part-number:







**ZOLL-TARIF-NR.:** 84832000  
Customs tariff number:

Lagergehäuse mit eingebautem Wälzlager  
Bearing housings, incorporating ball or roller bearings

# Příloha D

## Dati tecnici

## Technical data

P <sub>1</sub> [kW]	n <sub>2</sub> [min <sup>-1</sup> ]	M <sub>2</sub> [Nm]	sf	i				P <sub>1</sub> [kW]	n <sub>2</sub> [min <sup>-1</sup> ]	M <sub>2</sub> [Nm]	sf	i				
0.25								0.37								
71B6 (900 min <sup>-1</sup> )	15	96	2.6	60	CM075		B5	71A2 (2800 min <sup>-1</sup> )	16	142	2.9	180		CMP071/090	B14	
	11	117	1.9	80	CM075		B5		12	175	2.2	240		CMP071/090	B14	
	10	147	3.1	90		CMP071/075	B14		9.3	200	1.7	300		CMP071/090	B14	
	9	133	1.5	100	CM075		B5		71B4 (1400 min <sup>-1</sup> )	280	11	3.7	5	CM040		B5/B14
	7.5	181	2.4	120		CMP071/075	B14			187	16	2.7	7.5	CM040		B5/B14
	6.0	211	1.8	150		CMP071/075	B14			140	21	2.1	10	CM040		B5/B14
	5.0	234	1.5	180		CMP071/075	B14			93	31	1.5	15	CM040		B5/B14
	3.8	268	1.1	240		CMP071/075	B14			70	39	1.0	20	CM040		B5/B14
	3.0	296	0.9	300		CMP071/075	B14			56	47	0.8	25	CM040		B5/B14
										47	53	0.9	30	CM040		B5/B14
	6.0	222	2.9	150		CMP071/090	B14			93	31	2.6	15	CM050		B5/B14
	5.0	253	2.3	180		CMP071/090	B14			70	40	1.8	20	CM050		B5/B14
3.8	293	1.7	240		CMP071/090	B14	56	48		1.5	25	CM050		B5/B14		
3.0	335	1.4	300		CMP071/090	B14	47	55		1.6	30	CM050		B5/B14		
							35	68		1.1	40	CM050		B5/B14		
0.37								28	80	0.9	50	CM050		B5/B14		
71A2 (2800 min <sup>-1</sup> )	560	6	5.1	5	CM040		B5/B14	23	91	0.8	60	CM050		B5/B14		
	373	8	3.7	7.5	CM040		B5/B14	23	105	1.0	60		CMP071/050	B14		
	280	11	3.0	10	CM040		B5/B14	19	124	0.7	75		CMP071/050	B14		
	187	16	2.2	15	CM040		B5/B14	16	145	0.9	90		CMP071/050	B14		
	140	21	1.5	20	CM040		B5/B14	35	71	2.0	40	CM063		B5/B14		
	112	25	1.1	25	CM040		B5/B14	28	83	1.6	50	CM063		B5/B14		
	93	29	1.3	30	CM040		B5/B14	23	95	1.3	60	CM063		B5/B14		
	70	37	0.9	40	CM040		B5/B14	23	108	1.7	60		CMP071/063	B14		
								19	130	1.3	75		CMP071/063	B14		
	112	26	2.0	25	CM050		B5/B14	18	115	1.0	80	CM063		B5/B14		
	93	30	2.3	30	CM050		B5/B14	16	142	1.6	90		CMP071/063	B14		
	70	37	1.6	40	CM050		B5/B14	14	131	0.9	100	CM063		B5/B14		
56	45	1.3	50	CM050		B5/B14	12	178	1.2	120		CMP071/063	B14			
47	51	1.0	60	CM050		B5/B14	9.3	211	0.9	150		CMP071/063	B14			
47	56	1.4	60		CMP071/050	B14	7.8	236	0.8	180		CMP071/063	B14			
37	67	1.1	75		CMP071/050	B14	28	86	2.2	50	CM070		B5			
31	76	1.3	90		CMP071/050	B14	23	98	1.8	60	CM070		B5			
							23	110	2.6	60		CMP071/070	B14			
56	46	2.2	50	CM063		B5/B14	19	132	1.9	75		CMP071/070	B14			
47	53	1.8	60	CM063		B5/B14	18	121	1.3	80	CM070		B5			
47	58	2.7	60		CMP071/063	B14	16	147	2.3	90		CMP071/070	B14			
37	70	2.0	75		CMP071/063	B14	14	134	1.2	100	CM070		B5			
35	66	1.3	80	CM063		B5/B14	12	181	1.7	120		CMP071/070	B14			
31	78	2.4	90		CMP071/063	B14	9.3	211	1.3	150		CMP071/070	B14			
28	76	1.1	100	CM063		B5/B14	7.8	236	1.1	180		CMP071/070	B14			
23	96	1.7	120		CMP071/063	B14	5.8	279	0.8	240		CMP071/070	B14			
19	113	1.3	150		CMP071/063	B14	28	87	2.6	50	CM075		B5			
16	129	1.1	180		CMP071/063	B14	23	100	2.2	60	CM075		B5			
							23	111	3.0	60		CMP071/075	B14			
35	68	1.9	80	CM070		B5	19	134	2.2	75		CMP071/075	B14			
28	78	1.5	100	CM070		B5	18	121	1.6	80	CM075		B5			
23	99	2.4	120		CMP071/070	B14	16	149	2.7	90		CMP071/075	B14			
19	117	1.8	150		CMP071/070	B14	14	141	1.3	100	CM075		B5			
16	134	1.6	180		CMP071/070	B14	12	184	2.0	120		CMP071/075	B14			
12	160	1.2	240		CMP071/070	B14	9.3	215	1.5	150		CMP071/075	B14			
9.3	182	0.9	300		CMP071/070	B14	7.8	240	1.3	180		CMP071/075	B14			
							5.8	285	0.9	240		CMP071/075	B14			
35	68	2.2	80	CM075		B5	4.7	319	0.8	300		CMP071/075	B14			
28	80	1.7	100	CM075		B5										
23	101	2.8	120		CMP071/075	B14										
19	119	2.2	150		CMP071/075	B14										
16	134	1.9	180		CMP071/075	B14										
12	163	1.4	240		CMP071/075	B14										
9.3	186	1.1	300		CMP071/075	B14										



## Zdvíhací mini převodovky

Typ HG200K | S výsuvným šroubem

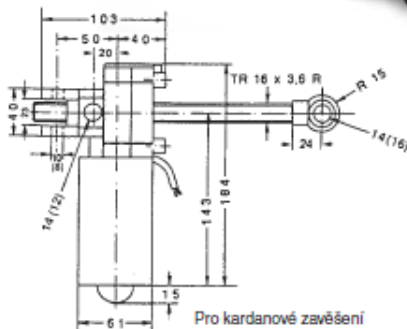
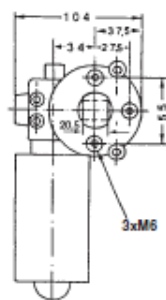
### Popis

Stejnoseměrný motor pohání šnekovou převodovku s vestavěným trapezovým šroubem. Trapezový šroub se vysouvá a zasouvá aniž by se otáčel. Díky této vlastnosti může na jednom trapezovém šroubu provádět stavěcí pohyby několik jednotek.

Existují tři různé způsoby upevnění pohonu:

- Dvě ložisková oka příčně k motoru [kardanové zavěšení]
- Dvě ložisková oka podélně k motoru [kardanové zavěšení]
- Tři závity M6 pro tuhé upevnění

Provedení s rotujícím šroubem na poptávku.



Pro kardanové zavěšení  
[Hodnoty v závorkách s  
teflonovým pouzdrím]

### Technické údaje

Max. délka zdvihu	2900 mm
Napětí motoru	24 - 48 V DC
Proud	2 - 10 A
Jmenovitý výkon	50-150 W
Max. příkon	300 W
Připojení	konektor 6,3 x 0,8
Provozní režim	10 % [10min]
Hmotnost [bez šroubu]	2,3 kg
Krytí	do IP 54
Cídlotačet	Infineon 4935L; 1 impuls/otáčka - na poptávku
Třída izolace	E

Objednávací číslo	Převod	Trapezový šroub	Rychlost zdvihu (mm/s)	Maximální zatížení* [N]
HG200K-2	20,25:1	TR 16 x 2	11	4.000
HG200K-3.6	20,25:1	TR 16 x 3.6	22	2.000
HG200K-8	20,25:1	TR 16 x 8**	44	1.000

Trapezový šroub a příslušenství nutné objednat zvlášť (str. 437).

\*Při tomto zatížení dochází k poškození převodovky. Pro správnou volbu převodovky kontaktujte naše technické oddělení.

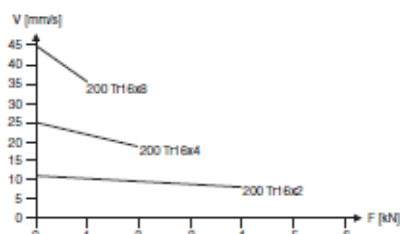
\*\* Bez samosvornosti



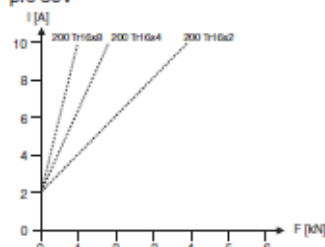
## Typ HG200K | Příslušenství



to 36V



## pro 36V



Trapézový šroub se standardně dodává v délkách 500 a 1000 mm. Jiné délky na poptávku.  
L = zdvih + 95 mm

Obj. číslo - SH5-GK

Obj. číslo - PHS 12 [pravý závit]

Technical drawing of a mechanical part showing front and side views with dimensions:

- Front View (Left):
  - Overall width: 39
  - Inner hole diameter:  $\varnothing 14$  H7
  - Outer diameter of the main body: 24
  - Height of the main body: 20
  - Threaded section: M12
- Side View (Right):
  - Overall width: 20,5
  - Height of the main body: 30

Obj. číslo - HG-OS

[jen u provedení s rotujícím šroubem]  
Materiál: POM

Obj. číslo - HG 200 RM

### Vnitřní šnekové kolo

[náhradní díl]

Obj. číslo - HG 200 SM

